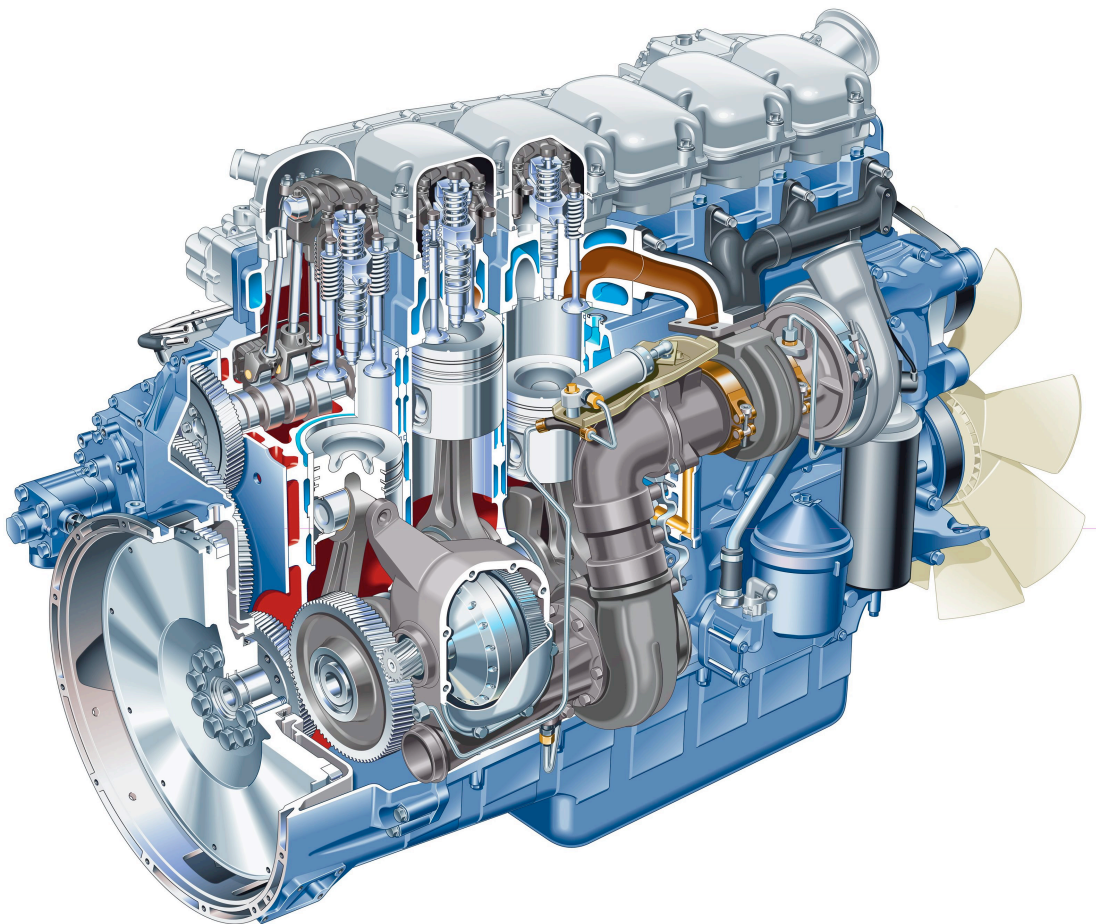




Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών  
Τομέας θερμοτήτας  
Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

## Διπλωματική Εργασία

Προσομοίωση Σύνθετης Στροβιλο – Υπερπλήρωσης σε  
Μόνιμη και Μεταβατική Λειτουργία με τη χρήση του  
Υπολογιστικού Πακέτου GT - Power



ΓΕΩΡΓΙΟΣ.Π.ΜΑΚΡΗΣ

Επιβλέπων: Ευάγγελος Γιακουμής, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2015

---

Στο εξώφυλλο παρουσιάζεται ο σύνθετα στροβίλο-υπερπληρωμένος κινητήρας Scania DT12



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών  
Τομέας Θερμότητας  
Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

## Προσομοίωση Σύνθετης Στροβίλο – Υπερπλήρωσης σε Μόνιμη και Μεταβατική Λειτουργία με τη χρήση του Υπολογιστικού Πακέτου GT - Power

Διπλωματική Εργασία

ΓΕΩΡΓΙΟΣ.Π.ΜΑΚΡΗΣ

Επιβλέπων: Ευάγγελος Γιακουμής, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2015

Περίληψη

Στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία γίνεται χρήση του υπολογιστικού προγράμματος GT-Power<sup>1</sup>, το οποίο χρησιμοποιείται ευρέως στην αυτοκινητοβιομηχανία, με σκοπό την προσομοίωση της λειτουργίας συστημάτων σύνθετης στροβίλο - υπερπλήρωσης εξακύλινδρου κινητήρα Diesel σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες.

Στις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας αναπτύχθηκαν και εξετάστηκαν οι επιδόσεις δύο μοντέλων. Το πρώτο εξ' αυτών αφορούσε την εισαγωγή ενός στροβίλου ισχύος κατάντη ενός συστήματος απλής στροβίλο - υπερπλήρωσης, το μοντέλο του οποίου είχε αναπτυχθεί και χρησιμοποιηθεί σε προηγούμενες διπλωματικές εργασίες [12, 13] και εν συνεχεία τη μηχανική σύνδεση του με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα. Το δεύτερο αφορούσε την εισαγωγή του στροβίλου ισχύος στην πολλαπλή εξαγωγής ενός κινητήρα φυσικής αναπνοής των ίδιων γεωμετρικών χαρακτηριστικών με προηγούμενως. Έπειτα ακολούθησε η συγκριτική ανάλυση των επιδόσεων αυτών των κινητήρων.

Στις μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας εξετάστηκαν οι επιδόσεις μόνο του πρώτου συστήματος και η σύγκριση του έγινε με τις επιδόσεις του απλά στροβίλο - υπερπληρωμένου κινητήρα. Οι κύριες παράμετροι επιδόσεων που εξετάστηκαν και στα δύο είδη λειτουργίας αφορούσαν την παραγόμενη ισχύ και ροπή του κινητήρα, τις μέγιστες αναπτυσσόμενες εντός των κυλίνδρων πιέσεις, τις επιδόσεις του συμπιεστή και των στροβίλων καθώς και τις εκπομπές ρύπων όπως τα  $NO_x$  και η αιθάλη. Η σημαντικότερη παράμετρος που εξετάστηκε στη μεταβατική λειτουργία ήταν ο χρόνος ολοκλήρωσης της μετάβασης από το σημείο εκκίνησης του κινητήρα στο τελικό σημείο της επιθυμητής ταχύτητας περιστροφής της στροφαλοφόρου.

---

<sup>1</sup>άδεια χρήσης του οποίου υπάρχει στο Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΕΜΠ



National Technical University of Athens  
School of Mechanical Engineering  
Section of Thermal Engineering  
Laboratory of Internal Combustion Engines

## Simulation of Turbo - Compound charging of a Diesel Engine in Steady and Transient Operating Conditions using GT - Power

Diploma Thesis

Georgios.P.Makris

Supervisor: Evangelos Giakoumis, Associate Professor

Athens, September 2015

Abstract

In this diploma thesis we make use of the GT-Power program in order to simulate the steady state and the transient operation of a six cylinder turbo-compounded Diesel engine.

In steady state operating conditions two different models were developed. The first of them involved the implementation of a power turbine downstream of a single stage turbocharged system, the model of which had already been created and used in previous theses [12, 13]. The second model regarded the insertion of the power turbine after the exhaust manifold of a naturally aspirated Diesel engine which shared the same geometrical characteristics with the internal combustion engine used in the previous models. Thereafter, we proceeded to the comparative analysis of these systems' performances.

In transient operating conditions, only the first model was examined in terms of performance and these performance results were compared to those extracted by simulating the single stage turbocharged engine. The main parameters tested in both operating conditions were the power and torque output of the engine, the maximum pressures developed inside the cylinders, the compressor's and turbines' behaviour and the emission of  $NO_x$  and soot pollutants. The main parameter that was examined in the transient operation, was the time needed in order to complete the transition from the engine start point to the endpoint of the desired rotational speed of the crankshaft.



# Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Αναπληρωτή Καθηγητή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου κύριο Ε.Γιακουμή για την ανάθεση του συγκεκριμένου θέματος, καθώς και για την προθυμία του να απαντήσει σε οποιεσδήποτε απορίες παρουσιάστηκαν κατά την εκπόνηση και τη διόρθωση της εργασίας.

Φυσικά θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για τη στήριξη που μου έδειξε σε όλα τα χρόνια της φοίτησης μου και ιδιαίτερα τον αδερφό μου Νίκο ο οποίος μου έδωσε πολύτιμες συμβουλές αναφορικά με τη δομή της παρούσας εργασίας.

# Περιεχόμενα

<b>1</b>	<b>Κινητήρες Diesel</b>	<b>1</b>
1.1	Μηχανές Εσωτερικής Καύσης . . . . .	1
1.1.1	Εσωτερική λειτουργία . . . . .	2
1.1.2	Εξωτερική λειτουργία . . . . .	3
1.1.3	Σύγκριση χαρακτηριστικών κινητήρων Otto-Diesel . . . . .	4
1.1.4	Εφαρμογές Diesel-Otto . . . . .	6
1.2	Λειτουργία του 4-Χ κινητήρα Diesel . . . . .	6
1.2.1	Ανάλυση Κύκλου . . . . .	6
1.2.1.1	1ος χρόνος (Αναρρόφηση αέρα) . . . . .	7
1.2.1.2	2ος χρόνος (Συμπίεση αέρα) . . . . .	7
1.2.1.3	3ος χρόνος (Καύση και Εκτόνωση) . . . . .	7
1.2.1.4	4ος χρόνος (Εξαγωγή Καυσαερίων) . . . . .	8
1.2.2	Ρύθμιση Ισχύος . . . . .	10
1.3	Ανάλυση της καύσης στο κινητήρα Diesel . . . . .	10
1.3.1	Γενικά για την καύση . . . . .	10
1.3.2	Στάδια της καύσης . . . . .	11
1.3.2.1	Στάδιο της καθυστέρησης αναφλέξης . . . . .	11
1.3.2.2	Στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης . . . . .	12
1.3.2.3	Στάδιο της ελεγχόμενης καύσης . . . . .	12
1.4	Περιθώρια Βελτίωσης . . . . .	12
<b>2</b>	<b>Υπερπλήρωση</b>	<b>14</b>
2.1	Γενικά για την υπερπλήρωση . . . . .	14
2.2	Κατηγοριοποίηση μεθόδων υπερπλήρωσης . . . . .	15
2.2.1	Σχεδιασμός του συμπιεστή . . . . .	15
2.2.2	Τρόπος κίνησης του συμπιεστή . . . . .	16
2.2.3	Σύνδεση της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα, ή τον τρόπο μεταφοράς της ισχύος. . . . .	18
2.3	Σημασία της ενδιάμεσης Ψύξης . . . . .	18
2.4	Το φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή . . . . .	20
2.5	Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα Υπερπλήρωσης . . . . .	20
<b>3</b>	<b>Σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση</b>	<b>22</b>
3.1	Ιστορικά Στοιχεία . . . . .	22
3.2	Διατάξεις Σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης . . . . .	26
3.2.1	Μηχανική turbo-compound υπερπλήρωση . . . . .	26
3.2.2	Ηλεκτρική turbo-compound υπερπλήρωση . . . . .	28
3.3	Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα . . . . .	28

<b>4</b>	<b>Εκπομπές ρύπων κινητήρων Diesel</b>	<b>30</b>
4.1	Γενικά για τους ρύπους . . . . .	30
4.2	Οξειδία του αζώτου $NO_x$ . . . . .	31
4.2.1	Γενικά για τα $NO_x$ . . . . .	31
4.2.2	Μηχανισμοί Σχηματισμού $NO_x$ . . . . .	32
4.2.2.1	Μονοξείδιο του αζώτου . . . . .	33
4.2.2.2	Διοξείδιο του αζώτου . . . . .	34
4.2.3	Συσχέτιση παραμέτρων λειτουργίας-συγκέντρωσης $NO_x$ . . . . .	35
4.2.3.1	Φορτίο κινητήρα . . . . .	35
4.2.3.2	Προπορεία έγχυσης . . . . .	35
4.2.3.3	Παραμένον καυσαέριο εντός του κυλίνδρου . . . . .	35
4.3	Σωματίδια (PM) - Αιθάλη . . . . .	36
4.3.1	Γενικά για την αιθάλη . . . . .	36
4.3.2	Συσχέτιση παραμέτρων λειτουργίας-συγκέντρωσης αιθάλης . . . . .	37
4.3.2.1	Φορτίο κινητήρα . . . . .	37
4.3.2.2	Προπορεία έγχυσης και συστροφή μείγματος . . . . .	38
<b>5</b>	<b>Μοντελοποίηση κινητήρων με το πρόγραμμα GT-Power</b>	<b>39</b>
5.1	Γενικά για το GT-Power . . . . .	39
5.2	Γενική περιγραφή εργασίας . . . . .	40
5.3	Το μοντέλο προσομοίωσης . . . . .	41
5.3.1	Ο κινητήρας Diesel . . . . .	41
5.3.2	Στοιχεία μοντέλου προσομοίωσης . . . . .	42
5.3.2.1	Πολλαπλή εισαγωγής . . . . .	42
5.3.2.2	Σωλήνες εισαγωγής . . . . .	43
5.3.2.3	Αυλοί εισαγωγής και εξαγωγής . . . . .	43
5.3.2.4	Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής . . . . .	43
5.3.2.5	Κύλινδροι . . . . .	43
5.3.2.6	Εγχυτήρες καυσίμου . . . . .	44
5.3.2.7	Πολλαπλή εξαγωγής . . . . .	44
5.3.2.8	Στροφαλοφόρος άτρακτος . . . . .	45
5.3.2.9	Ενδιάμεσο ψυγείο ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης . . . . .	45
5.3.2.10	Συμπιεστής . . . . .	45
5.3.2.11	Στρόβιλος . . . . .	46
5.3.2.12	Άτρακτος ζεύγους στροβιλοσυμπιεστή . . . . .	46
5.3.2.13	Στρόβιλος Ισχύος . . . . .	46
5.3.2.14	Άτρακτος στροβίλου ισχύος και μειωτήρας στροφών . . . . .	47
<b>6</b>	<b>Αποτελέσματα ανάλυσης μόνιμης λειτουργίας</b>	<b>48</b>
6.1	Εισαγωγικά . . . . .	48
6.2	Αρχικές ρυθμίσεις . . . . .	48
6.3	Αποτελέσματα σύνθετης υπερπλήρωσης . . . . .	49
6.3.1	Εγχυόμενο καύσιμο . . . . .	49
6.3.2	Σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένος κινητήρας . . . . .	49
6.3.3	Σύνθετος κινητήρας φυσικής αναπνοής . . . . .	55

---

<b>7</b>	<b>Αποτελέσματα ανάλυσης μεταβατικής λειτουργίας</b>	<b>59</b>
7.1	Εισαγωγικά . . . . .	59
7.2	Αρχικές ρυθμίσεις . . . . .	59
7.3	Αποτελέσματα . . . . .	60
7.3.1	Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2000 rpm . . . . .	62
7.3.2	Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2500 rpm . . . . .	64
7.3.3	Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2500 rpm . . . . .	66
7.3.4	Επιτάχυνση από τις 2000 στις 3000 rpm . . . . .	68
7.3.5	Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2750 rpm . . . . .	70
7.3.6	Επιτάχυνση από τις 2250 στις 3000 rpm . . . . .	72
7.3.7	Επιτάχυνση από τις 2500 στις 3000 rpm . . . . .	74
<b>8</b>	<b>Συμπεράσματα - Προτάσεις για μελλοντικές εργασίες</b>	<b>76</b>
8.1	Συμπεράσματα . . . . .	76
8.1.1	Μόνιμη λειτουργία . . . . .	76
8.1.2	Μεταβατική λειτουργία . . . . .	77
8.2	Προτάσεις για μελλοντικές εργασίες . . . . .	78
	<b>Βιβλιογραφία</b>	<b>79</b>

# Κεφάλαιο 1

## Κινητήρες Diesel

### 1.1 Μηχανές Εσωτερικής Καύσης

Οι μηχανές οι οποίες μετατρέπουν την εκλυόμενη θερμότητα της καύσης, αξιοποιώντας τη χημική ενέργεια των καυσίμων, σε μηχανικό έργο ονομάζονται θερμικές μηχανές. Με βάση τον τρόπο πραγματοποίησης της καύσης οι θερμικές μηχανές ταξινομούνται σε δύο μεγάλες κατηγορίες οι οποίες είναι οι εξής:

- Μηχανές **εξωτερικής** καύσης, όπου η παραγόμενη θερμότητα λόγω της καύσης του αέρα και του καυσίμου μεταφέρεται δια μέσου μιας επιφάνειας συναλλαγής σε ένα άλλο ρευστό το οποίο αποτελεί το εργαζόμενο μέσο.
- Μηχανές **εσωτερικής** καύσης (**ΜΕΚ**), όπου τα προϊόντα της καύσης είναι ταυτόχρονα και το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος, με άλλα λόγια δηλαδή η παραγωγή του ωφέλιμου έργου λαμβάνει χώρα στον ίδιο χώρο όπου γίνεται η πρόσδοση θερμότητας μέσω της καύσης.

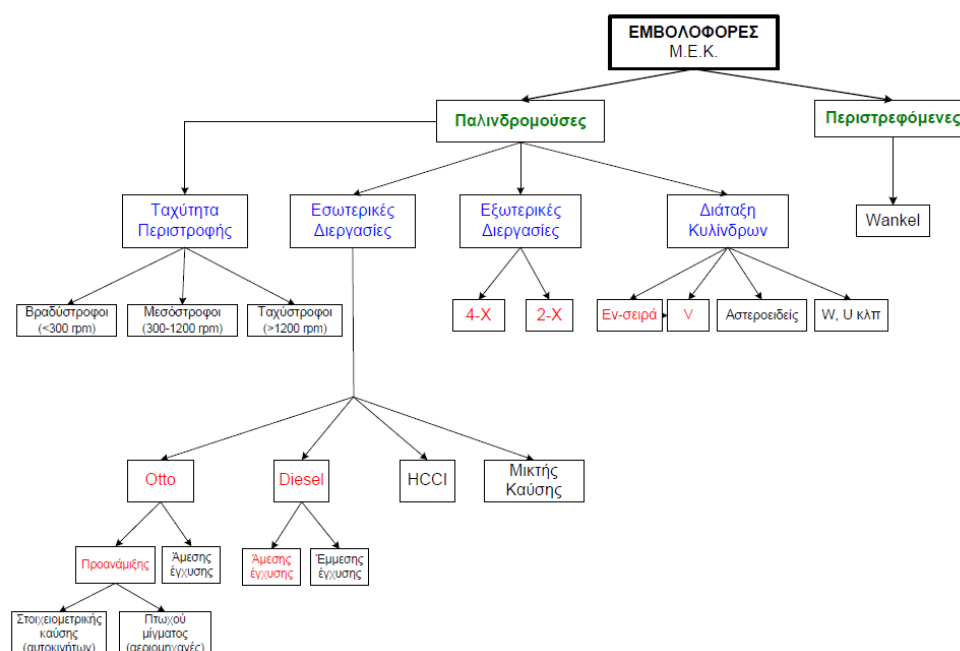
Οι ΜΕΚ με τη σειρά τους ταξινομούνται με βάση τον τρόπο κίνησης των μηχανικών μερών που παράγουν το ωφέλιμο έργο σε δύο κατηγορίες . Έτσι έχουμε:

- Εμβολοφόρες ΜΕΚ οι οποίες μπορεί είναι να είτε παλινδρομούσες (πχ Otto, Diesel) είτε περιστρεφόμενες (rotary engine) (πχ Wankel).
- Περιστροφικές ΜΕΚ (πχ αεριοστρόβιλοι, στροβιλοαντιδραστήρες).

Η μεγάλη διαφορά των εμβολοφόρων ΜΕΚ εν συγκρίσει με τις περιστροφικές είναι ότι στην πρώτη περίπτωση η ροή εντός του κυλίνδρου μεταβάλλεται περιοδικά και οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού (πίεση, θερμοκρασία) αλλάζουν αναλόγως της θέσης του εμβόλου και της διεργασίας που εκτυλίσσεται κάθε χρονική στιγμή, ενώ στη δεύτερη περίπτωση η ροή του αέρα είναι συνεχής και σε κάθε θέση της μηχανής επικρατούν πάντοτε οι ίδιες συνθήκες. Συνέπεια αυτών είναι η εν γένει ανάπτυξη χαμηλότερων θερμοκρασιών στις εμβολοφόρες ΜΕΚ λόγω της περιοδικότητας των φαινομένων της καύσης. Το κύριο πλεονέκτημα που παρουσιάζουν οι αεριοστρόβιλοι σε σχέση με τις εμβολοφόρες ΜΕΚ είναι η μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος, έχοντας όμως μικρότερους θερμικούς βαθμούς απόδοσης.

Το ενδιαφέρον μας στη συγκεκριμένη εργασία εστιάζεται στις **εμβολοφόρες ΜΕΚ**. Στη συνέχεια παρατίθεται το Σχήμα 1.1 στο οποίο παρουσιάζονται οι βασικές μέθοδοι ταξινόμησης των εμβολοφόρων ΜΕΚ, χωρίς αυτό να σημαίνει ότι δεν υπάρχουν και άλλοι τρόποι ταξινόμησης.

Η ανάλυση που ακολουθεί στη συνέχεια επικεντρώνεται στις εσωτερικές και στις εξωτερικές λειτουργίες (διεργασίες) των ΜΕΚ.



Σχήμα 1.1: Ταξινόμηση Εμβολοφόρων ΜΕΚ [6]

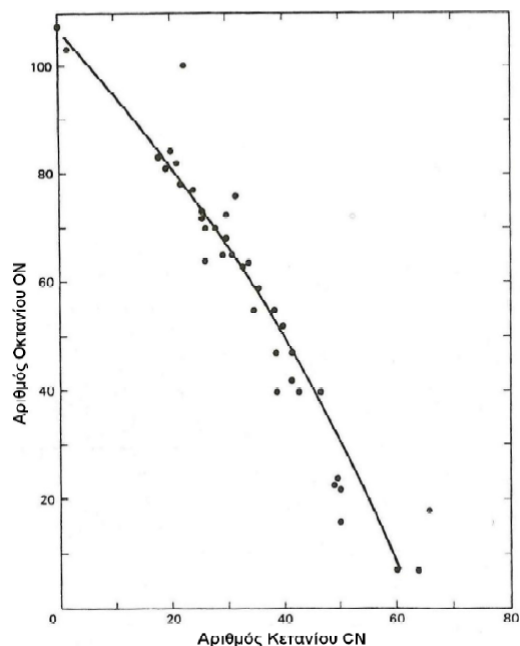
### 1.1.1 Εσωτερική Λειτουργία

Η διάκριση των κινητήρων με βάση την εσωτερική τους λειτουργία βασίζεται στη μέθοδο ανάφλεξης του καυσίμου που χρησιμοποιεί ο κάθε κινητήρας, το οποίο μπορεί να είναι είτε υγρό είτε αέριο. Έτσι οι δύο κύριοι τύποι κινητήρων είναι ο Otto ή πιο γνωστός στο ευρύ κοινό ως βενζινοκινητήρας και ο Diesel ή πετρελαιοκινητήρας. Στον Otto χρησιμοποιείται σπινθηριστής (μπουζί) για την έναυση του καυσίμου, ενώ αντίθετα στον Diesel το καύσιμο αυταναφλέγεται λόγω των υψηλών θερμοκρασιών και πιέσεων που επικρατούν εντός των κυλίνδρων.

Κύριο λοιπόν χαρακτηριστικό των κινητήρων Diesel είναι ότι το καίόμενο μείγμα αυταναφλέγεται. Για να επιτευχθεί αυτό, το καύσιμο φέρεται σε μια θερμοκρασία μεγαλύτερη της θερμοκρασίας αυτανάφλεξης, η οποία είναι η ελάχιστη θερμοκρασία πάνω από την οποία μπορεί να συντηρηθεί η καύση ενός καυσίμου. Η θερμοκρασία αυτή συμβολίζεται με  $\theta_z$  και είναι συνάρτηση του χρόνου  $t_z$ , ο οποίος ονομάζεται καθυστέρηση ανάφλεξης και αντιπροσωπεύει τον χρόνο που χρειάζεται για να εμφανιστούν τα φαινόμενα της καύσης από τη στιγμή που το μείγμα θα αποκτήσει τη θερμοκρασία  $\theta_z$ . Είναι προφανές ότι επιθυμούμε ο χρόνος αυτός να είναι μικρός και για αυτό χρησιμοποιείται ως καύσιμο πετρέλαιο το οποίο είναι εύφλεκτο.

Η ευκολία αναφλεξιμότητας του καυσίμου εκφράζεται από τον αριθμό κετανίων (Cetane Number ή CN), ο οποίος είναι επί της ουσίας μια αντίστροφη έννοια του αριθμού οκτανίων (Octane Number ή ON) και εκφράζει την περιεκτικότητα σε κετάνιο (% κατ'όγκο) ενός πρότυπου μείγματος κετανίου (χημικός τύ-

πος  $C_{16}H_{34}$ ) και  $\alpha$ -μεθυλοναφθελενίου (χημικός τύπος  $C_{10}H_7CH_3$ ), το οποίο έχει την ίδια ποιότητα ανάφλεξης με το εξεταζόμενο καύσιμο. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο CN δεν έχει για τον κινητήρα Diesel τη σπουδαιότητα που παρουσιάζει ο ON για τον κινητήρα Otto και ο οποίος καθορίζει τη συμπεριφορά του σε θέματα κρουστικής καύσης. Παρακάτω δίνονται οι σχέσεις που συσχετίζουν τα μεγέθη ON και CN.



1.  $CN = 60 - 0,5RON$  για καύσιμα με  $20 < RON < 80$
2.  $CN = 100 - RON$  για καύσιμα με  $RON > 80$

όπου το μέγεθος RON (Research Octane Number) είναι ο πειραματικά μετρούμενος αριθμός οκτανίου υπό ευνοϊκές συνθήκες.

Σχήμα 1.2: Συσχέτιση ON-CN [3]

### 1.1.2 Εξωτερική λειτουργία

Με βάση την εξωτερική λειτουργία οι εμβολοφόροι κινητήρες διαχωρίζονται σε δίχρονους (2-X) και σε τετράχρονους (4-X). Η διαφορά αυτή έγκειται στον αριθμό των πλήρων περιστροφών της στροφαλοφόρου ατράκτου που απαιτούνται για την πραγματοποίηση ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας.

Ο 2-X κινητήρας ονομάζεται έτσι διότι σε μια πλήρη περίοδο λειτουργίας του το έμβολο εκτελεί δύο ολόκληρες διαδρομές ή "χρόνους". Σε αυτούς τους δύο χρόνους η στροφαλοφόρος άτρακτος εκτελεί μια πλήρη περιστροφή, στρέφεται δηλαδή κατά  $360^\circ$ . Από τις δύο διαδρομές περίπου μισή αφιερώνεται στην εναλλαγή των αερίων. Εξαιτίας αυτής της δυσμενούς κατάστασης είναι απαραίτητη η χρήση μιας αντλίας απόπλυσης ή σάρωσης, ώστε να αδειάσει ο κύλινδρος από τα καυσαέρια. Η αντλία αυτή κινείται απορροφώντας μηχανικό έργο από τη στροφαλοφόρο άτρακτο μειώνοντας έτσι την παραγωγή ισχύος του κινητήρα. Η αντλία καυσίμου και άλλα βοηθητικά όργανα ελέγχονται από τον εκκεντροφόρο άξονα ο οποίος περιστρέφεται με την ίδια ταχύτητα με τη στροφαλοφόρο.

Οι 2-X κινητήρες είναι σχεδόν κατά αποκλειστικότητα Diesel, γιατί οι Otto χρησιμοποιούν πολύ πιο ακριβό καύσιμο μεγάλο μέρος του οποίου θα χανόταν σε αυτές τις μηχανές. Για αυτό τον λόγο 2-X κινητήρες Otto θα συναντήσουμε μόνο σε πολύ μικρές εφαρμογές όπου απαιτείται πολύ μεγάλη συγκέντρωση

ισχύος, όπως είναι για παράδειγμα οι κινητήρες μικρών μοτοσυκλετών ή πολύ εξειδικευμένες εφαρμογές όπως τα αλυσοπρίονα για την κοπή ξύλων.

Ο **4-X** κινητήρας εκτελεί ένα πλήρη κύκλο λειτουργίας σε τέσσερις χρόνους ή ισοδύναμα σε δύο πλήρεις περιστροφές της στροφαλοφόρου ατράκτου, η οποία στρέφεται κατά  $720^\circ$ . Από τις τέσσερις αυτές διαδρομές του εμβόλου η πρώτη και η τέταρτη αφιερώνονται στην εναλλαγή των αερίων. Καθίσταται λοιπόν εμφανές ότι η πλήρωση και η απόπλυση των κυλίνδρων γίνεται με άνεση χρόνου. Ο εκκεντροφόρος άξονας κινείται από τη στροφαλοφόρο άτρακτο, έχοντας τη μισή ταχύτητα σε σχέση με αυτή και ελέγχει τις διαδικασίες της καύσης μέσω του ελέγχου του εγχυτήρα και του σπινθηριστή (ο σπινθηριστής μόνο σε Otto) και της εναλλαγής των αερίων, ελέγχοντας την ανύψωση των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής.

Τα πλεονεκτήματα του 4-X κινητήρα έναντι του 2-X είναι τα εξής:

1. Υπάρχει μεγαλύτερη άνεση χρόνου για την εναλλαγή των αερίων και για αυτό δεν απαιτείται η χρήση αντλίας σάρωσης η οποία αποσπά πολύτιμο μηχανικό έργο από τη στροφαλοφόρο άτρακτο.
2. Οι θερμικές καταπονήσεις των 4-X κινητήρων είναι μικρότερες λόγω της θερμικής ανακούφισης που προσφέρει το μεγαλύτερο χρονικό διάστημα μη εμφάνισης των φαινομένων της καύσης. Αυτό οδηγεί σε αποτελεσματικότερη απαγωγή θερμότητας.

Τα μειονεκτήματα του 4-X κινητήρα έναντι του 2-X είναι τα εξής:

1. Η συγκέντρωση ισχύος είναι μικρότερη στον 4-X. Ενώ όμως θεωρητικά για την ίδια ταχύτητα περιστροφής θα έπρεπε να παρουσιάζεται διπλάσια παραγωγή ισχύος στον 2-X, εντούτοις αυτό δε συμβαίνει λόγω της κακής απόπλυσης των κυλίνδρων του 2-X κινητήρα, αλλά και εξαιτίας της λειτουργίας της αντλίας σάρωσης η οποία απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από τη στροφαλοφόρο.
2. Η κατασκευή των 4-X κινητήρων είναι αρκετά πολυπλοκότερη λόγω της ύπαρξης βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, με αποτέλεσμα να απαιτείται η ύπαρξη ενός συστήματος ελέγχου του χρόνου ανοίγματος και κλεισίματος αυτών (εκκεντροφόρος άξονας, ωστήρια). Αντίθετα οι 2-X έχουν μόνο βαλβίδα εξαγωγής ή δεν έχουν καθόλου όταν αναφερόμαστε σε θυρίδα σάρωσης.

### 1.1.3 Σύγκριση χαρακτηριστικών κινητήρων Otto-Diesel

Οι δύο κύριοι εκπρόσωποι των εμβολοφόρων ΜΕΚ παρουσιάζουν αρκετές διαφορές σε όλα τα επίπεδα. Παρακάτω γίνεται μια σύντομη αναφορά στις βασικές διαφορές τους.



Στους κινητήρες Otto:

1. γίνεται αναρρόφηση μείγματος αέρα-καυσίμου.
2. το μείγμα κατά τη διάρκεια της καύσης είναι ομοιόμορφο, καθώς το καύσιμο έχει προαναμειχθεί με τον αέρα προτού το μείγμα εισέλθει στον κύλινδρο.
3. η έναυση του μείγματος γίνεται με τη χρήση σπινθηριστή (μπουζί).
4. το μείγμα είναι περίπου στοιχειομετρικό ( $\lambda_\alpha \sim 1$ ), λόγω της χρήσης του τριοδικού καταλύτη, ο οποίος λειτουργεί αποτελεσματικά σε μια στενή περιοχή γύρω από το  $\lambda_\alpha \sim 1$  (βλ. Σχήμα 4.1).
5. η ρύθμιση ισχύος χαρακτηρίζεται ως "ποσοτική".
6. χαρακτηριστικό πρόβλημα αυτών των κινητήρων είναι η εμφάνιση του φαινομένου της κρουστικής καύσης.
7. έχουμε "ελαφριά" κατασκευή, εξαιτίας των μικρών βαθμών συμπίεσης που οδηγούν σε χαμηλές μέσες πραγματικές πιέσεις  $\bar{p}_e$ .
8. λόγω της άνεσης χρόνου για την τέλεση της καύσης μπορούμε να επιτύχουμε μεγάλες ταχύτητες περιστροφής.
9. παράγεται σχετικά μικρή ροπή ( $W/\text{κύκλο λειτουργίας}$ ), λόγω των μικρών πιέσεων που αναπτύσσονται εντός των κυλίνδρων.
10. η απαίτηση για ανάπτυξη μικρών πιέσεων εντός των κυλίνδρων, εξαιτίας του προβλήματος της κρουστικής καύσης οδηγεί στην ήπια υπερπλήρωση αυτών των κινητήρων.

Στους κινητήρες Diesel:

1. γίνεται αναρρόφηση αέρα.
2. το μείγμα είναι ανομοιόμορφο, λόγω του ότι το καύσιμο εγχύεται κατ'ευθείαν στον κύλινδρο κατά το στάδιο της συμπίεσης.
3. η έναυση του μείγματος γίνεται με αυτανάφλεξη, όταν επικρατήσουν οι κατάλληλες θερμοδυναμικές συνθήκες.
4. το μείγμα είναι πτωχό και οι λόγοι αέρα καυσίμου κυμαίνονται μεταξύ  $\lambda_\alpha \sim 7$  στο ρελαντί και  $\lambda_\alpha \sim 1,3$  στο πλήρες φορτίο.
5. η ρύθμιση ισχύος χαρακτηρίζεται ως "ποιοτική" (βλ. Παράγραφο 1.2.2).
6. κύριο αρνητικό χαρακτηριστικό αυτών των μηχανών είναι η καθυστέρηση ανάφλεξης.
7. έχουμε "βαριές" κατασκευές, λόγω της ανάγκης αντοχής στις υψηλές πιέσεις που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου.
8. εξαιτίας της καθυστέρησης ανάφλεξης δεν μπορούμε να επιτύχουμε υψηλές ταχύτητες περιστροφής, καθώς σε αυτή την περίπτωση δε θα ολοκληρωνόταν επιτυχώς η καύση.
9. παράγεται μεγάλη ροπή, διότι αναπτύσσονται μεγάλες πιέσεις στον κύλινδρο. Ενδεικτική είναι η σχέση  $M_\sigma = \frac{P_e}{\omega}$ ,  $P_e \sim \bar{p}_e$ , από όπου φαίνεται ότι η στρεπτική ροπή είναι ανάλογη της μέσης πραγματικής πίεσης.
10. δεν υπάρχουν προβλήματα στο μέγεθος της επιχειρούμενης υπερπλήρωσης σε αυτούς τους κινητήρες.

11. επιτυγχάνονται χαμηλοί θερμοκοί βαθμοί απόδοσης, λόγω του ότι λειτουργούν με μικρούς βαθμούς συμπίεσης, αλλά και επειδή δε λειτουργούν σχεδόν ποτέ με περίσσεια αέρα η οποία θα οδηγούσε σε τελειότερη καύση και επομένως καλύτερη εκμετάλλευση του ενεργειακού περιεχομένου του καυσίμου.
12. η καύση καθορίζεται από φλόγα προανάμειξης και για αυτό τον λόγο η παραγωγή αιθάλης είναι αμελητέα.
11. λόγω των υψηλών λόγων συμπίεσης, της περίσσειας αέρα, καθώς και την απουσία ρυθμιστικής δικλείδας που συναντάται στους Otto ο θερμοκοί βαθμός απόδοσης είναι μεγάλος.
12. η καύση καθορίζεται από τυρβώδη φλόγα διάχυσης, αφού στον κύλινδρο προσάγονται ξεχωριστά ένα ρεύμα οξειδωτικού (αέρας) και το καύσιμο. Λόγω της φλόγας διάχυσης παρατηρείται η παραγωγή αιθάλης σε αντίθεση με τη φλόγα προανάμειξης, ενώ αυτή είναι μια από τις αιτίες που παρατηρείται αυξημένη παραγωγή θορύβου [9].

#### 1.1.4 Εφαρμογές Diesel-Otto

Ο κινητήρας Otto παρουσιάζει σήμερα ένα περιορισμένο πεδίο εφαρμογών λόγω του σχετικά μικρού βαθμού απόδοσης που επιτυγχάνει και της υψηλής τιμής του καυσίμου που χρησιμοποιεί με αποτέλεσμα να είναι έως και 50% ακριβότερος ενός Diesel ίδιου κυβισμού. Έτσι η χρήση του περιορίζεται σε εφαρμογές όπου είναι απαραίτητη η υψηλή συγκέντρωση ισχύος, η αθόρυβη λειτουργία και η απλή κατασκευή που συνεπάγεται μικρό κόστος κτήσης, όπως είναι τα επιβατικά αυτοκίνητα, τα αυτοκίνητα υψηλών επιδόσεων και οι μοτοσυκλέτες, ενώ χρησιμοποιούνται και για την κίνηση μικρών αεροσκαφών.

Αντίθετα οι κινητήρες Diesel οι οποίοι έχουν πολύ μικρότερο κόστος λειτουργίας απαντώνται σε μεγάλο εύρος εφαρμογών. Η χρήση τους είναι σχεδόν καθολική στα μεγάλα οχήματα και τη ναυτιλία, χρησιμοποιούνται στην ηλεκτροπαραγωγή κατά κύριο λόγο ως μονάδες αιχμής, σαν μικρές εφεδρικές γεννήτριες ρεύματος, ενώ ακόμη και σήμερα η χρήση τους στην αεροπλοΐα δεν είναι αμελητέα, αφού τα μικρά αεροσκάφη χρησιμοποιούν κατά κόρον τέτοιους κινητήρες. Τα τελευταία χρόνια έχουν παρουσιασθεί βελτιώσεις στα συστήματα έγχυσης των πετρελαιοκινητήρων, με αποτέλεσμα τον περιορισμό του θορύβου και της έκλυσης σωματιδίων αιθάλης, τα οποία είναι χαρακτηριστικά γνωρίσματα του κινητήρα Diesel. Για αυτό τον λόγο εισάγονται όλο και περισσότεροι τέτοιοι κινητήρες στη θέση των Otto ακόμη και στον χώρο της αυτοκίνησης.

## 1.2 Λειτουργία του 4-Χ κινητήρα Diesel

### 1.2.1 Ανάλυση Κύκλου

Οι ΜΕΚ ακολουθούν ένα μηχανικό κύκλο καθώς είναι μηχανές ανοικτού κυκλώματος, με αποτέλεσμα η λειτουργία τους να μην περιγράφεται από κυκλικές μεταβολές. Όμως γίνεται αναγωγή του μηχανικού κύκλου σε ένα θερμοδυναμικά ισοδύναμο κλειστό κύκλο λειτουργίας, έτσι ώστε να είναι πιο εύκολη η μελέτη της λειτουργίας τους.

Στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία μελετάμε τη λειτουργία ενός 4-Χ κινητήρα Diesel. Ιδεατά η λειτουργία αυτών των μηχανών περιγράφεται από τον ιδανικό πρότυπο κύκλο αέρα Diesel. Στο Σχήμα 1.3 παρουσιάζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα ενός πραγματικού κύκλου 4-Χ κινητήρα Diesel και στο Σχήμα 1.4 παρουσιάζονται οι κύριες διεργασίες. Είναι φυσικό να υπάρχουν αρκετές διαφορές μεταξύ του πρότυπου κύκλου και των διεργασιών που συμβαίνουν στην πραγματικότητα. Παρακάτω παρουσιάζονται οι βασικές λειτουργίες οι οποίες πραγματοποιούνται σε κάθε ένα από τους χρόνους κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Αρχικά για κάθε χρόνο παρουσιάζονται τα στοιχεία που συνάδουν με τη θεωρία του πρότυπου κύκλου και εν συνεχεία αναφέρεται το τι ισχύει στην πράξη.

### 1.2.1.1 1ος χρόνος (Αναρρόφηση αέρα)

Το έμβολο κινείται από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Κατά τη διάρκεια αυτού του χρόνου η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοικτή ενώ η βαλβίδα εξαγωγής κλειστή. Λόγω της κίνησης του εμβόλου δημιουργείται υποπίεση εντός του κυλίνδρου με αποτέλεσμα την εισροή αέρα εντός του από την βαλβίδα εισαγωγής. Η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ.

Στην πραγματικότητα, λόγω της έλλειψης χρόνου για την πλήρωση του κυλίνδρου με αέρα, η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει συνήθως  $10^{\circ} - 30^{\circ}$  πριν το ΑΝΣ και κλείνει  $30^{\circ} - 50^{\circ}$  μετά το ΚΝΣ.

### 1.2.1.2 2ος χρόνος (Συμπύεση αέρα)

Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Τόσο η βαλβίδα εισαγωγής όσο και η βαλβίδα εξαγωγής είναι κλειστές. Το έμβολο κινούμενο προς τα άνω συμπιέζει τον αέρα ο οποίος φτάνει σε πιέσεις της τάξεως των  $30 - 40\text{bar}$  και θερμοκρασία  $600 - 700^{\circ}\text{C}$  περίπου. Αυτές οι συνθήκες είναι απαραίτητο να επιτευχθούν, έτσι ώστε στο τέλος αυτού του χρόνου και όταν το έμβολο θα έχει φτάσει στο ΑΝΣ να γίνει η έγχυση του καυσίμου, το οποίο εν συνεχεία θα αυτανάφλεγεί. Η έγχυση του καυσίμου γίνεται μέσω του εγχυτήρα ο οποίος είναι μια αρκετά πολύπλοκη συσκευή, που περιλαμβάνει την εγχυτική βελόνη, την αντλία πετρελαίου και τον σωλήνα προσαγωγής. Η έγχυση γίνεται σε πολύ υψηλές πιέσεις άνω των  $1000\text{bar}$ , έτσι ώστε να είναι δυνατός ο διασκορπισμός του καυσίμου σε μορφή σταγονιδίων και η γρήγορη ατμοποίηση του που θα επιτρέψει την καύση του.

Στην πραγματικότητα η έγχυση καυσίμου γίνεται πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, ώστε να εξασφαλισθεί αρκετός χρόνος για την πραγματοποίηση της καύσης. Αυτό το φαινόμενο ονομάζεται προπορεία έγχυσης (avance).

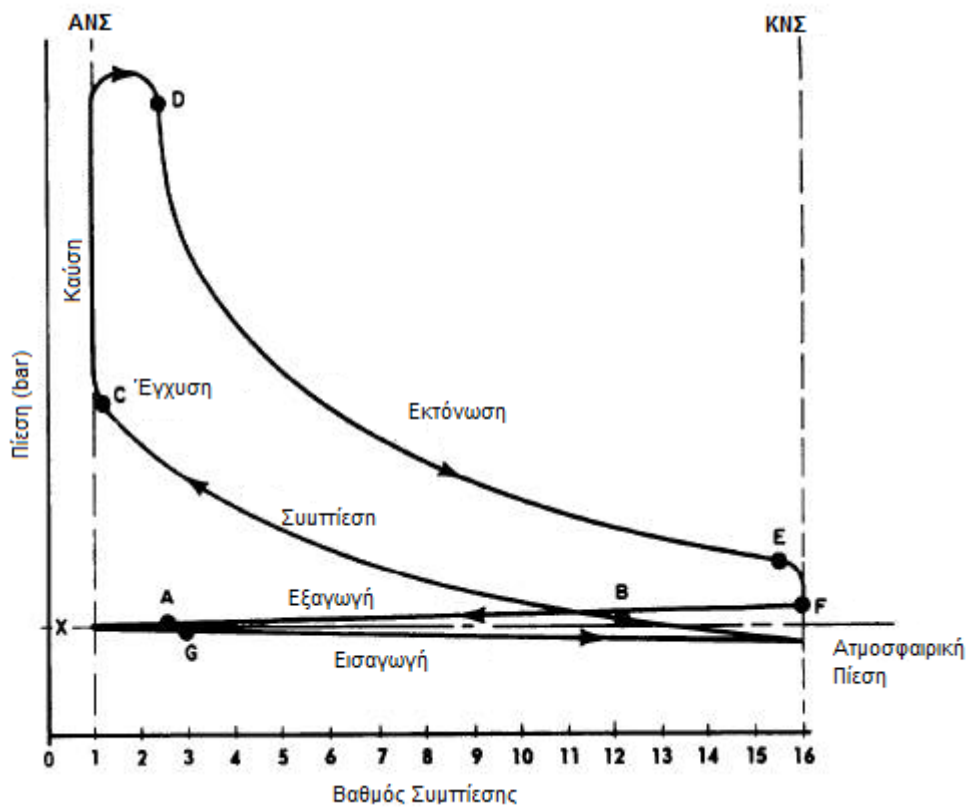
### 1.2.1.3 3ος χρόνος (Καύση και Εκτόνωση)

Το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής παραμένουν από την προηγούμενη διεργασία κλειστές. Το καύσιμο έχει αρχίσει να εγχύεται στο τέλος του προηγούμενου χρόνου. Η ανάμειξη των σταγονιδίων με τον συμπιεσμένο αέρα έχει ως συνέπεια την αυτανάφλεξη του πετρελαίου, με την όλη διαδικασία της καύσης να διαρκεί λιγότερο από το  $1/10$

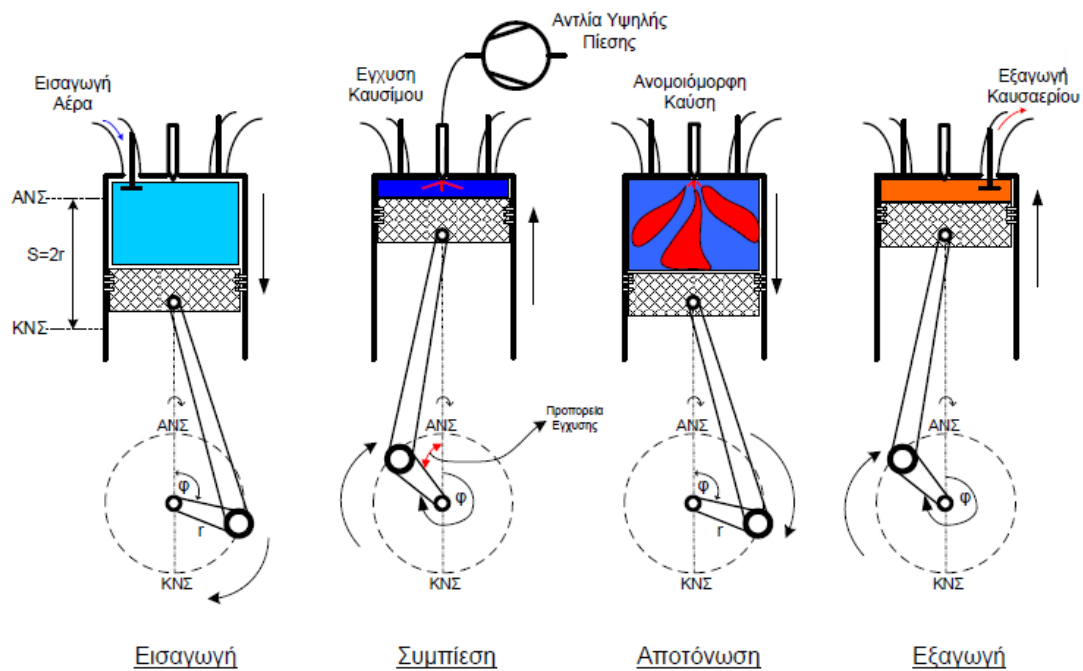
του συγκεκριμένου χρόνου. Παράλληλα αλλά και μετά το τέλος της κύριας φάσης της καύσης πραγματοποιείται η εκτόνωση των αερίων, όπου πλέον παράγεται το μηχανικό έργο. Με τη λήξη της εκτόνωσης πρέπει να ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής έτσι ώστε στον τέταρτο και τελευταίο χρόνο να γίνει η απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια. Στην πράξη όμως η βαλβίδα εξαγωγής δεν ανοίγει ακριβώς στο ΚΝΣ αλλά  $30^{\circ} - 50^{\circ}$  πριν από αυτό, δηλαδή στο στάδιο της εκτόνωσης.

#### 1.2.1.4 4ος χρόνος (Εξαγωγή Καυσαερίων)

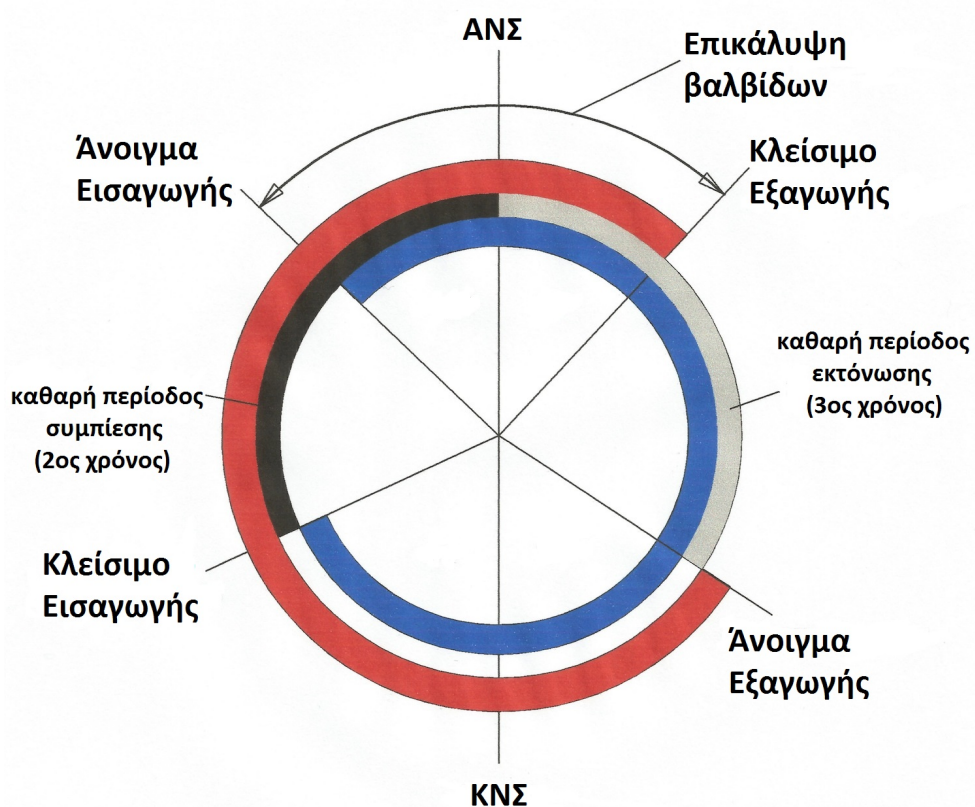
Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής είναι κλειστή και η βαλβίδα εξαγωγής είναι ανοιχτή καθόλη τη διάρκεια του χρόνου. Λόγω της εκτοπιστικής δράσης του εμβόλου τα καυσαέρια εξαναγκάζονται στο να εξέλθουν από τον κινητήρα. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, ο κινητήρας έχει ολοκληρώσει τον κύκλο λειτουργίας του και οι συνθήκες είναι κατάλληλες για την έναρξη του επόμενου κύκλου. Στην πραγματικότητα η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει κάποιες μοίρες μετά το ΑΝΣ, ενώ όπως ήδη είδαμε οι βαλβίδες εισαγωγής έχουν ήδη ανοίξει κατά τη διάρκεια αυτού του χρόνου. Η περίοδος όπου είναι ταυτόχρονα ανοικτές τόσο οι βαλβίδες εισαγωγής όσο και οι εξαγωγής, ονομάζεται περίοδος επικάλυψης (valve overlap) και παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.5.



Σχήμα 1.3: Πραγματικός κύκλος Diesel



Σχήμα 1.4: Διεργασίες 4-Χ Κινητήρα Diesel [6]



Σχήμα 1.5: Χρονισμός βαλβίδων σε 4-Χ ΜΕΚ

## 1.2.2 Ρύθμιση Ισχύος

Η ρύθμιση της ισχύος του κινητήρα Diesel βασίζεται στην έννοια της ποιότητας του μείγματος και για αυτό λέμε ότι η ρύθμιση ισχύος είναι **ποιοτική**. Επί της ουσίας με τον όρο "**ποιότητα**" αναφερόμαστε στον λόγο αέρα-καυσίμου AFR (**Air Fuel Ratio**) ο οποίος μεταβάλλεται με τρόπο τέτοιο, ώστε να επιτυγχάνεται η παραγωγή της απαιτούμενης κάθε φορά ισχύος. Η μεταβολή στον AFR οφείλεται αποκλειστικά στη μεταβολή της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου, η οποία ρυθμίζεται από την αντλία καυσίμου, καθώς η μάζα του αναρροφώμενου αέρα παραμένει ίδια για όλα τα φορτία εφόσον τηρείται σταθερή η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Πρακτικά λοιπόν η μάζα του μείγματος παραμένει η ίδια, αφού η μάζα του καυσίμου είναι 18-25 φορές μικρότερη της μάζας του αέρα (περίσσεια αέρα με  $\lambda_\alpha = 1,2 \sim 2$ ). Η μη ύπαρξη ρυθμιστικής δικλείδας (πεταλούδα), η οποία ελέγχει την ποσοτική ρύθμιση ισχύος στον Otto, έχει την ευνοϊκή συνέπεια να μην υπάρχουν απώλειες που σχετίζονται με τον στραγγαλισμό του αέρα.

Το μέγιστο φορτίο πλέον δεν καθορίζεται από τη μέγιστη δυνατή πλήρωση του κυλίνδρου μέσω του πλήρους ανοίγματος της πεταλούδας, όπως γίνεται στον Otto, αλλά από το πόσο καύσιμο μπορεί να εγχυθεί πριν γίνουν μη ανεκτές οι εκπομπές ακαύστων και αιθάλης στην εξαγωγή του κινητήρα, ή με βάση τις θερμικές και δυναμικές φορτίσεις του κινητήρα.

Για να λειτουργεί ικανοποιητικά ο κινητήρας Diesel θα πρέπει να επιτυγχάνεται κατάλληλος έλεγχος της έγχυσης του καυσίμου και της κίνησης του αέρα εντός του θαλάμου καύσης. Η καλή ποιότητα έγχυσης προϋποθέτει ακροφύσια έγχυσης με πολλές οπές, έτσι ώστε να επιτυγχάνεται λεπτός διασκορπισμός. Όμως οι οπές αυτές δεν πρέπει να έχουν πολύ μικρή διάμετρο, διότι σε αντίθετη περίπτωση υπάρχει κίνδυνος απόφραξης τους.

## 1.3 Ανάλυση της καύσης στο κινητήρα Diesel

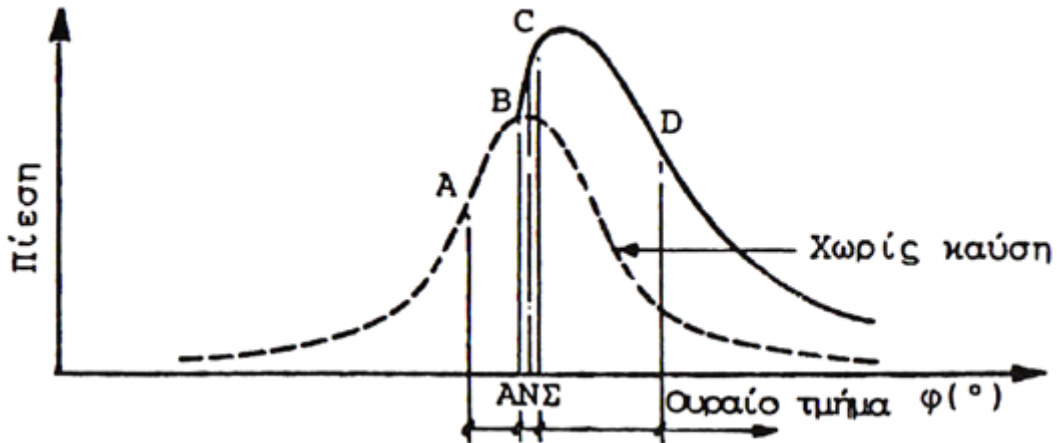
### 1.3.1 Γενικά για την καύση

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, στον κινητήρα Diesel επικρατούν πολύ δυσμενέστερες συνθήκες αναφορικά με την καύση σε σχέση με τον Otto. Αιτία αυτού είναι το ότι η έγχυση του καυσίμου γίνεται εντός του κυλίνδρου με αποτέλεσμα να διατίθεται ελάχιστος χρόνος για τη σωστή προετοιμασία του μείγματος, δηλαδή τον σωστό διασκορπισμό του καυσίμου, την αεριοποίηση του και εν τέλει την ανάμειξη του με τον αέρα. Αυτός είναι και ο λόγος που απαιτείται πάντοτε η ύπαρξη περίσσειας αέρα. Εξαιτίας αυτών των απαιτήσεων αναφορικά με την καύση είναι αναγκαία η χρήση ενός πολύπλοκου συστήματος έγχυσης.

Η ανάλυση της καύσης εντός των κυλίνδρων ενός κινητήρα Diesel είναι ένα σύνθετο αντικείμενο το οποίο ξεφεύγει του ενδιαφέροντος αυτής της εργασίας. Επειδή όμως στην παρούσα διπλωματική αναφέρονται κάποιες έννοιες σχετικά με τα στάδια της καύσης θα γίνει μια πολύ σύντομη ανάπτυξη του συγκεκριμένου θέματος.

### 1.3.2 Στάδια της καύσης

Στον κινητήρα Diesel η καύση χωρίζεται σε τρία στάδια, τα οποία φαίνονται στο Σχήμα 1.6 που ακολουθεί και αναλύονται στη συνέχεια.



Σχήμα 1.6: Στάδια της Καύσης [3]

#### 1.3.2.1 Στάδιο της καθυστέρησης αναφλέξης

Το στάδιο της καθυστέρησης ανάφλεξης (τμήμα AB στο Σχήμα 1.6) είναι το πρώτο χρονικά στάδιο της καύσης στον κινητήρα Diesel και είναι ιδιαίτερα σημαντικό για την περαιτέρω εξέλιξη του φαινομένου της καύσης. Επί της ουσίας είναι το χρονικό διάστημα που μεσολαβεί από την εισαγωγή των πρώτων σταγόνων καυσίμου στον κύλινδρο μέχρι την εμφάνιση των πρώτων χαρακτηριστικών φαινομένων της καύσης. Για την περιγραφή αυτού του σταδίου ορίζεται η **καθυστερήση αναφλέξεως**  $\tau_z$  η οποία έχει αναφερθεί και προηγουμένως και η οποία ισούται με τον χρόνο που χρειάζεται το καύσιμο για να αυταναφλεγεί από τη στιγμή που η θερμοκρασία του περιβάλλοντος αέρα έχει ξεπεράσει τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης ( $\vartheta_z$ ). Η διάρκεια αυτού του σταδίου είναι της τάξεως των  $\tau_z = 1 - 4ms$  και διατίθεται για τη χημική και φυσική προετοιμασία του μείγματος.

Με τον όρο **φυσική προετοιμασία** εννοούμε τη διαδικασία του λεπτού διασκορπισμού των σταγόνων του καυσίμου εντός του κυλίνδρου και την ατμοποίηση τους. Για την εξασφάλιση της καλής φυσικής προετοιμασίας είναι αναγκαίο το καύσιμο να εγχύεται με μεγάλη ταχύτητα στον κύλινδρο και ο αέρας εντός αυτού να είναι θερμός. Επιπλέον η γρήγορη εξάτμιση προϋποθέτει την ύπαρξη μικρών σταγονιδίων, πράγμα που επιτυγχάνεται από την ύπαρξη πολλών μικρών οπών στη βελόνα έγχυσης.

Με τον όρο **χημική προετοιμασία** αναφερόμαστε στη διαδικασία που συμβαίνει χρονικά παράλληλα με τη φυσική προετοιμασία και έχει ως συνέπεια τη διάσπαση των βαρέων υδρογονανθράκων σε μικρότερους και δραστικότερους. Αν δε συνέβαινε αυτό, τότε το καύσιμο δε θα μπορούσε να αναφλεγεί στις συγκεκριμένες θερμοκρασίες και στα διατιθέμενα στενά χρονικά πλαίσια.

### 1.3.2.2 Στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης

Το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης (τμήμα BC στο Σχήμα 1.6) αναφέρεται στη μη ελεγχόμενη αυτανάφλεξη του καυσίμου εντός του κινητήρα. Αυτό συμβαίνει στις περιοχές του κυλίνδρου όπου έχουν επικρατήσει οι κατάλληλες συνθήκες φυσικής και χημικής προετοιμασίας, καθώς και πίεσης και θερμοκρασίας. Κατά κανόνα αυτές οι περιοχές βρίσκονται στις παρυφές της εγχυόμενης δέσμης (jet) του καυσίμου. Με την έναυση αυτών των εστιών εντός του κυλίνδρου παρατηρείται, όπως φαίνεται και στο δυναμοδεικτικό Σχήμα 1.6, η απότομη αύξηση της πίεσης και επακόλουθα της θερμοκρασίας με αποτέλεσμα την επίτευξη συνθηκών κατάλληλων για τη συνέχιση της καύσης.

Το στάδιο αυτό παρά τη σπουδαιότητα του δεν μπορεί να διαρκεί για μεγάλο χρονικό διάστημα, καθώς σε αντίθετη περίπτωση η διάρκεια ζωής του κινητήρα θα μειωνόταν δραματικά. Αυτή η αστραπιαία αύξηση της πίεσης είναι εν μέρει υπεύθυνη για το χαρακτηριστικό θόρυβο που παράγεται στους κινητήρες Diesel.

### 1.3.2.3 Στάδιο της ελεγχόμενης καύσης

Στο στάδιο αυτό (τμήμα CD στο Σχήμα 1.6) η καύση είναι ελεγχόμενη, εφόσον έχουν επιτευχθεί ήδη από το προηγούμενο στάδιο οι απαιτούμενες θερμοδυναμικές συνθήκες για τη συνέχιση της καύσης. Αυτό σημαίνει ότι για κάθε εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου υπάρχει διαθέσιμη τέτοια ποσότητα αέρα που να επιτρέπει την άμεση ανάμειξη τους και τη σχεδόν ακαριαία αυτανάφλεξη του καυσίμου. Η φλόγα σε αυτό το στάδιο είναι φλόγα διάχυσης. Είναι πολύ σημαντικό αυτό το στάδιο να διαρκεί όσο το δυνατόν περισσότερο, διότι οι πιέσεις διατηρούνται εντός ανεκτών πλαισίων.

## 1.4 Περιθώρια Βελτίωσης

Οι κινητήρες Diesel έχουν διαγράψει μέχρι σήμερα μια ιστορία άνω των 120 ετών από τα τέλη του 19ου αιώνα και προβλέπεται να αποτελούν για πολλά χρόνια ακόμη μια από τις κυρίαρχες θερμοκίνητες μηχανές.

Όπως είναι φυσικό στο πέρασμα όλων αυτών των χρόνων έχουν υπάρξει σημαντικές βελτιώσεις στους τρεις κύριους τομείς που χαρακτηρίζουν μια μηχανή, δηλαδή στον πραγματικό βαθμό απόδοσης  $\eta_e$  του κινητήρα, την ειδική ισχύ  $W_i$ , μέγεθος που εκφράζει την παραγόμενη ισχύ προς τη μάζα του, καθώς και τις εκπομπές αερίων και στερεών ρύπων. Η εξέλιξη των κινητήρων είναι πιο επίκαιρη παρά ποτέ, καθώς η συνεχής αβεβαιότητα για την τιμή και τη διαθεσιμότητα των ορυκτών καυσίμων οδηγούν τις εταιρείες σε ανάπτυξη και εφαρμογή τεχνικών που θα βελτιώνουν τον βαθμό απόδοσης των μηχανών, διατηρώντας όμως ή και αυξάνοντας τις επιδόσεις τους. Επιπλέον παρατηρείται μια συνεχής αυστηροποίηση της νομοθεσίας για την προστασία του περιβάλλοντος.

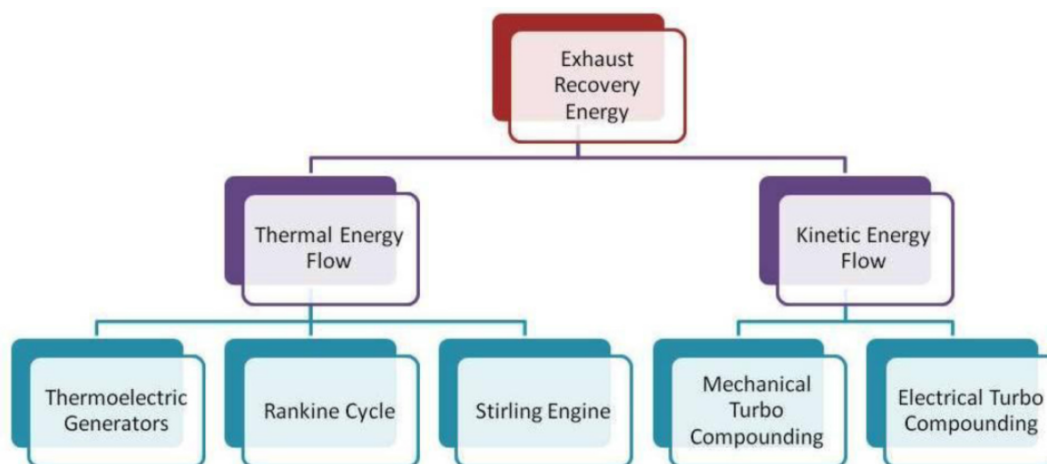
Για τη βελτίωση των επιδόσεων μιας μηχανής εφαρμόζονται τεχνικές οι οποίες στοχεύουν εξ αρχής στην τελειοποίηση των διεργασιών που εκτελούνται στο κινητήρα ή τεχνικές εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας.

Στην πρώτη περίπτωση περιλαμβάνονται η βελτίωση των συστημάτων έγχυσης του καυσίμου στους κυλίνδρους με τη χρήση εξελιγμένων ηλεκτρονικών συστημάτων ελέγχου της έγχυσης, η χρήση συστημάτων μεταβλητού χρονισμού



των βαλβίδων (Valve Variable Timing - VVT) και η μείωση του όγκου εμβολισμού των MEK (downsizing), κυρίως μέσω της εφαρμογής της στροβιλο-υπερπλήρωσης.

Η δεύτερη περίπτωση συνδέεται με την εφαρμογή της σύνθετης μηχανικής ή ηλεκτρικής στροβιλο-υπερπλήρωσης, με την πρώτη περίπτωση ασχολούμαστε στην παρούσα εργασία και άλλων πιο εξεζητημένων τεχνικών όπως η εφαρμογή του οργανικού κύκλου Rankine στις μηχανές Diesel [15], οι οποίες παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον και πιθανότατα θα αποτελέσουν πεδίο ερευνών για πολλά χρόνια. Ενδεικτικό των μεθόδων που υπάρχουν σήμερα για την ανάκτηση ενέργειας από την εκμετάλλευση των καυσαερίων των MEK είναι το Σχήμα 1.7.



Σχήμα 1.7: Μέθοδοι ανάκτησης ενέργειας στις MEK [19]

## Κεφάλαιο 2

# Υπερπλήρωση

### 2.1 Γενικά για την υπερπλήρωση

Ένα από τα βασικά στοιχεία επιδόσεων ενός κινητήρα είναι η παραγόμενη ισχύς. Η σχέση υπολογισμού της ισχύος σε μια εμβολοφόρο ΜΕΚ δίνεται από την εξίσωση:

$$P_e = \eta_e \dot{m}_B \Theta_u = z V_h \bar{p}_e \frac{n}{30K} \quad (2.1)$$

όπου

$P_e$  είναι η πραγματική ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας

$\eta_e$  είναι ο πραγματικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα

$\dot{m}_B$  είναι η παροχή καυσίμου

$\Theta_u$  είναι η κατώτερη θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου

$z$  είναι ο αριθμός των κυλίνδρων του κινητήρα

$V_h$  είναι ο όγκος εμβολισμού του κάθε κυλίνδρου

$\bar{p}_e$  είναι η μέση πραγματική πίεση που επικρατεί στον κύλινδρο

$n$  είναι η ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου

$K$  είναι μεταβλητή η οποία ισούται με  $\begin{cases} 4 & \text{για 4-X κινητήρα} \\ 2 & \text{για 2-X κινητήρα} \end{cases}$

Γίνεται πλέον αντιληπτό ότι για δεδομένο κινητήρα η αύξηση της ισχύος μπορεί να επιτευχθεί με δύο τρόπους.

- με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής  $n$ .
- με αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης  $\bar{p}_e$ , η οποία επιτυγχάνεται με την υπερπλήρωση του κινητήρα.

Ως **υπερπλήρωση (supercharging)** ορίζουμε την προ-συμπίεση μέρους ή ολόκληρης της γόμωσης εξωτερικά του κυλίνδρου ή με άλλα λόγια αναφερόμαστε στην παροχή πεπιεσμένου αέρα στην εισαγωγή του κινητήρα εσωτερικής καύσης. Για να πραγματοποιηθεί αυτή η εξαναγκασμένη εισαγωγή αέρα, πρέπει να χρησιμοποιήσουμε ένα είδος συμπιεστή δαπανώντας ενέργεια για την κίνηση του.

Η αύξηση της πίεσης και συνεπακόλουθα της πυκνότητας του αέρα αποσκοπεί στην αύξηση του δυνάμενου, με βάση τη στοιχειομετρία, να καεί καυσίμου και εν τέλει την αύξηση της παραγόμενης από τον κινητήρα ισχύος, όπως άλλωστε φαίνεται και από την Εξίσωση 2.1. Συνήθως με την υπερπλήρωση ενός κινητήρα αυξάνει και ο βαθμός απόδοσης του, πράγμα που την καθιστά ελκυστική

σε πλήθος εφαρμογών ιδιαίτερα σε κινητήρες Diesel, όπου δεν υπάρχουν προβλήματα κρουστικής καύσης που συναντώνται στους κινητήρες Otto ακόμη και με μικρά επίπεδα υπερπλήρωσης. Οι κλασικοί κινητήρες οι οποίοι τροφοδοτούνται με αέρα πίεσης περιβάλλοντος ονομάζονται κινητήρες **φυσικής αναπνοής**.

## 2.2 Κατηγοριοποίηση μεθόδων υπερπλήρωσης

Τα συστήματα υπερπλήρωσης μπορούν να κατηγοριοποιηθούν με βάση τους εξής τρόπους:

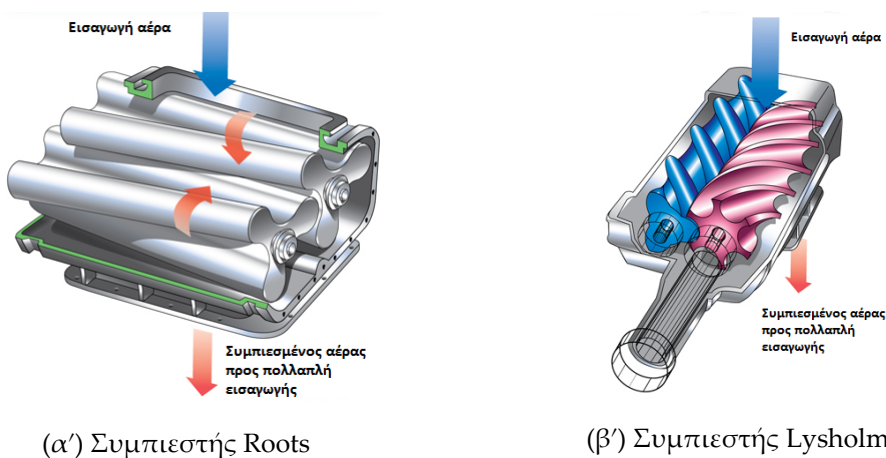
1. Τον σχεδιασμό του συμπιεστή υπερπλήρωσης.
2. Τον τρόπο κίνησης του συμπιεστή υπερπλήρωσης.
3. Τη σύνδεση της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα, ή τον τρόπο μεταφοράς της ισχύος.

### 2.2.1 Σχεδιασμός του συμπιεστή

Με βάση τον σχεδιασμό διακρίνουμε δύο κατηγορίες συμπιεστών.

- Τους συμπιεστές θετικής εκτόπισης, οι οποίοι χρησιμοποιούν έμβολο για τη συμπίεση του αέρα. Το έμβολο μπορεί να είναι είτε παλινδρομικό, είτε περιστρεφόμενο, όπως συμβαίνει στην περίπτωση του λοβοειδούς συμπιεστή τύπου Roots, ή του κοχλιοειδούς τύπου Lysholm. Τα κύρια θετικά χαρακτηριστικά αυτών των συμπιεστών είναι ότι δεν έχουν γραμμή πάλμωσης, ενώ ο λόγος πίεσης δεν εξαρτάται σχεδόν καθόλου από την ταχύτητα περιστροφής, στοιχείο πολύ σημαντικό σε εφαρμογές αυτοκίνησης και υπερπλήρωσης σε χαμηλές στροφές. Ακολουθεί το Σχήμα 2.1, όπου παρουσιάζονται τέτοιοι συμπιεστές.

- Τους συμπιεστές δυναμικής ροής, οι οποίοι με βάση τη διεύθυνση της ροής χωρίζονται σε αξονικούς, ακτινικούς και τους μεικτής ροής. Οι συμπιεστές αυτοί έχουν συνήθως υψηλούς βαθμούς απόδοσης, καθώς και υψηλή παροχή αέρα σε σχέση με το μέγεθος τους, αλλά υπάρχει κίνδυνος αποκόλλησης της ροής εάν εισέλθουν στην ασταθή περιοχή.

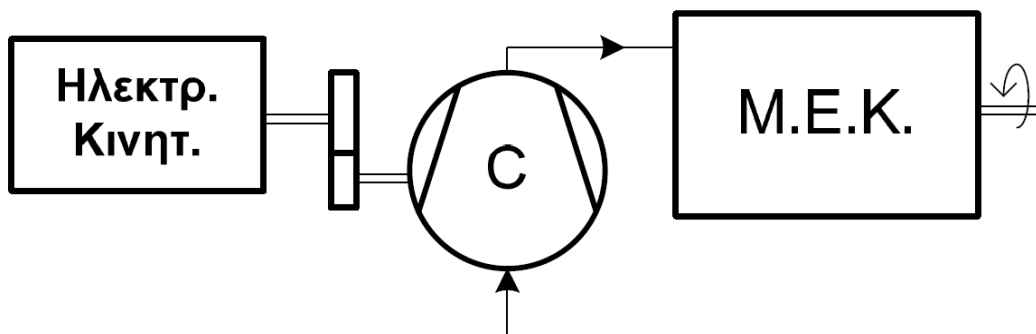


Σχήμα 2.1: Συμπιεστές θετικής εκτόπισης [1]

### 2.2.2 Τρόπος κίνησης του συμπιεστή

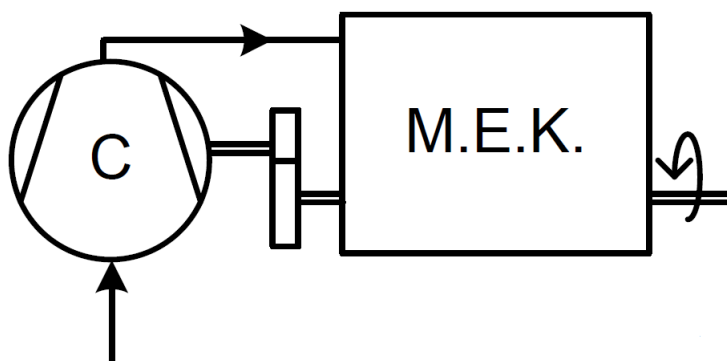
Ένας από τους πιο σημαντικούς παράγοντες αναφορικά με τη λειτουργία του συστήματος υπερπλήρωσης είναι ο εντοπισμός του κινητήριου μέσου του συμπιεστή. Έτσι ο συμπιεστής μπορεί να είναι.

- Εξωτερικά κινούμενος από κάποιον ηλεκτροκινητήρα ή κάποια βοηθητική διάταξη, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.2.



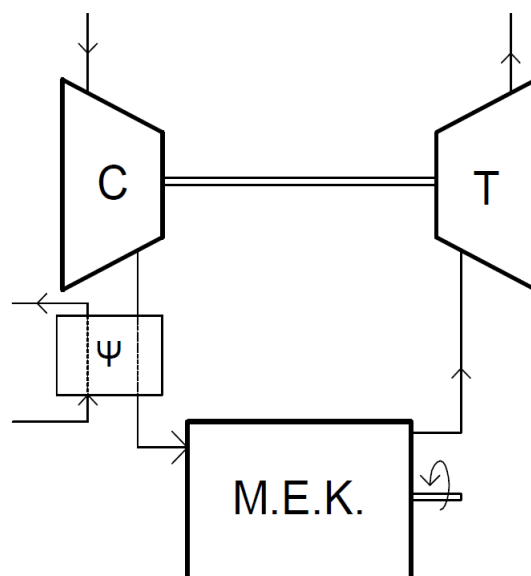
Σχήμα 2.2: Συμπιεστής κινούμενος από εξωτερική πηγή [7]

- Κινούμενος από τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα με την οποία συνδέεται η άτρακτος του μέσω μειωτήρα στροφών απορροφώντας μηχανικό έργο. Σε αυτή την περίπτωση μιλάμε για μηχανική υπερπλήρωση του κινητήρα (mechanical supercharging), η οποία έχει βρει εφαρμογή κυρίως στον χώρο της αυτοκίνησης και προσφέρει πολύ καλή μεταβατική απόκριση στις χαμηλές στροφές λειτουργίας του κινητήρα. Η σχέση μετάδοσης μπορεί να είναι σταθερή ή μεταβλητή. Ακολουθεί το σχετικό Σχήμα 2.3.



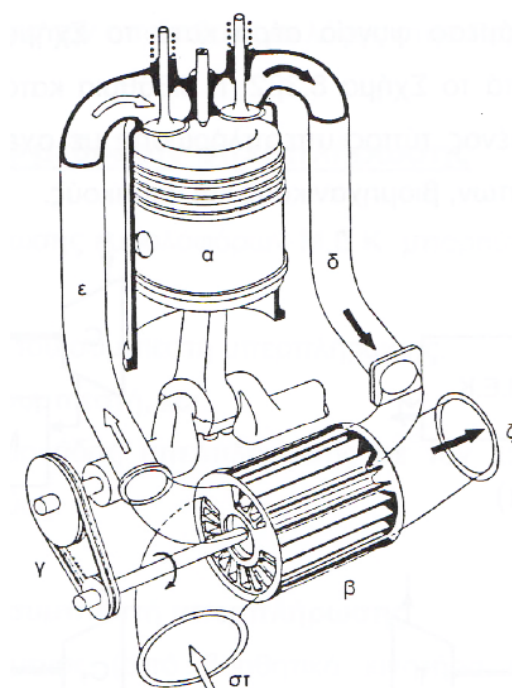
Σχήμα 2.3: Συμπιεστής κινούμενος από τη στροφαλοφόρο άτρακτο [7]

- Κινούμενος από την κοινή άτρακτο μηχανικά συνδεδεμένου με αυτόν στροβίλου. Αυτή η τεχνική υπερπλήρωσης είναι η πιο κοινή σήμερα και ονομάζεται στροβιλο-υπερπλήρωση. Μπορεί να είναι είτε μονοβάθμια είτε διβάθμια και συνήθως συνοδεύεται από την εισαγωγή ενδιάμεσου ψυγείου μετά την έξοδο από το συμπιεστή και πριν την πολλαπλή εισαγωγής του κινητήρα (βλ. Σχήμα 2.4).



Σχήμα 2.4: Συμπιεστής κινούμενος από στρόβιλο [7]

Υπάρχει και η δυνατότητα μη χρήσης συμπιεστή, όπου η συμπίεση γίνεται μέσω της αποτόνωσης των καυσαερίων σε δρομέα με πτερύγια, δημιουργώντας κύμα πίεσης. Ενδεικτικό είναι το Σχήμα 2.5 που παρουσιάζει το σύστημα υπερπλήρωσης με τον λεγόμενο μηχανισμό Comprex της εταιρείας Brown Boveri & Co. Ltd.

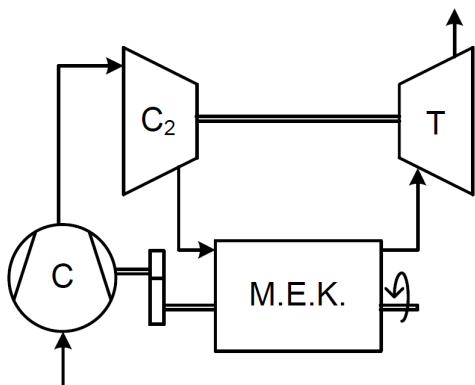


Σχήμα 2.5: Μέθοδος Comprex: (α) κύλινδρος ΜΕΚ, (β) δρομέας με πτερύγια, (γ) μάντας σύνδεσης στροφαλοφόρου με άτρακτο δρομέα, (δ) καυσαέριο υψηλής πίεσης, (ε) αέρας υψηλής πίεσης, (στ) αέρας χαμηλής πίεσης, (ζ) καυσαέριο χαμηλής πίεσης [4]

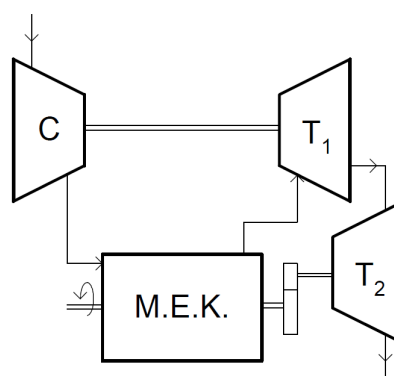
### 2.2.3 Σύνδεση της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα, ή τον τρόπο μεταφοράς της ισχύος.

Επόμενη σημαντική παράμετρος για ένα σύστημα υπερπλήρωσης είναι ο καθορισμός του τρόπου με τον οποίο συνδέεται αυτό το σύστημα με τον κινητήρα, καθώς και της ροής ισχύος εντός αυτού. Έτσι έχουμε.

- Συστήματα στα οποία ο συμπιεστής είναι μηχανικά συζευγμένος με τη στροφαλοφόρο του κινητήρα. Πρόκειται για την περίπτωση της μηχανικής υπερπλήρωσης που ήδη αναφέραμε και παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.3.
- Συστήματα στα οποία δεν υπάρχει μηχανική σύνδεση του υπερπληρωτή με την ΜΕΚ. Παράδειγμα τέτοιας εφαρμογής είναι η στροβιλο-υπερπλήρωση στην οποία αναφερθήκαμε στο Σχήμα 2.4.
- Συστήματα όπου συνδυάζονται οι δύο πιο πάνω μέθοδοι με σκοπό τη βελτίωση της μεταβατικής λειτουργίας στις χαμηλές στροφές, όπου εμφανίζεται το φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή στο οποίο θα αναφερθούμε αναλυτικότερα πιο κάτω. Η μέθοδος αυτή ονομάζεται συνδυασμένη στροβιλο-υπερπλήρωση και παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.6 .
- Συστήματα στα οποία τα καυσαέρια του στροβιλοσυμπιεστή αποτονώνονται σε στρόβιλο χαμηλής πίεσης, ο οποίος είναι μηχανικά συνδεδεμένος με τη στροφαλοφόρο άτρακτο. Πρόκειται για τη σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση η οποία είναι και το θέμα της παρούσας εργασίας και φαίνεται στο Σχήμα 2.7.



Σχήμα 2.6: Συνδυασμένη στροβιλο-υπερπλήρωση [7]



Σχήμα 2.7: Σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση [7]

## 2.3 Σημασία της ενδιάμεσης Ψύξης

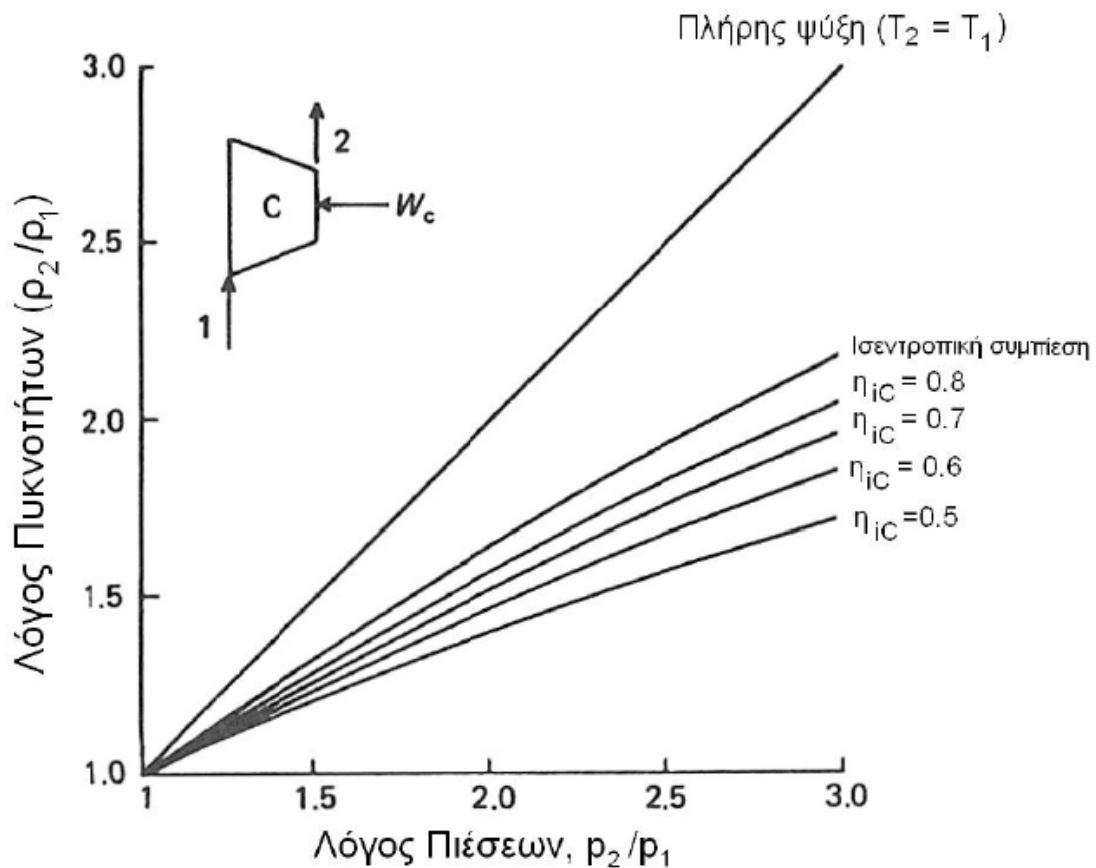
Σκοπός της υπερπλήρωσης, όπως έχουμε ήδη πει, είναι η αύξηση της γόμωσης (πλήρωσης) του κινητήρα μέσω της αύξησης της πίεσης του αέρα εισαγωγής στους κυλίνδρους της μηχανής. Η διεργασία της συμπίεσης θα ήταν τέλεια εάν ήταν ισοθερμοκρασιακή, δεν αυξανόταν δηλαδή η θερμοκρασία του αέρα παράλληλα με την αύξηση της πίεσης. Γνωρίζουμε όμως ότι κάτι τέτοιο είναι αδύνατο να συμβεί, με αποτέλεσμα να αναιρείται εν μέρει το θετικό αποτέλεσμα της υπερπλήρωσης.

Με τη χρήση της καταστατικής εξίσωσης των τελείων αερίων (Εξίσωση 2.2), στην οποία υπακούει με πολύ καλή προσέγγιση ο αέρας, φαίνεται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας κατά τη συμπίεση έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της πυκνότητας του αέρα και άρα της πλήρωσης του κυλίνδρου.

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (2.2)$$

Για να αντιμετωπιστεί αυτό το πρόβλημα εισάγουμε ένα ψυγείο στην έξοδο του συμπιεστή με στόχο τον περιορισμό της ανεπιθύμητης θερμοκρασιακής αύξησης.

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.8 που ακολουθεί, η θερμοκρασιακή αύξηση λόγω της συμπίεσης εξαρτάται σε ένα μη αμελητέο ποσοστό από το πόσο καλά προσεγγίζει ο συμπιεστής την ισεντροπική συμπίεση. Όμως ακόμη και στην τελείως θεωρητική περίπτωση επίτευξης ισεντροπικού βαθμού απόδοσης  $\eta_{iC} = 1$ , ο αρνητικός αντίκτυπος που έχει η αύξηση της θερμοκρασίας στον λόγο πυκνοτήτων  $\frac{\rho_2}{\rho_1}$  είναι εμφανής.



Σχήμα 2.8: Επίδραση της θερμοκρασιακής αύξησης κατά τη διάρκεια της συμπίεσης στα επίπεδα πλήρωσης του κινητήρα [7]

Εκτός όμως από τα οφέλη που προσφέρει στην πλήρωση του κινητήρα, η ψύξη του αέρα είναι πολύ σημαντική στο να διατηρείται χαμηλότερη η μέγιστη

θερμοκρασία του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα, με αποτέλεσμα να είναι μικρότερες οι θερμικές καταπονήσεις, αλλά και η παραγωγή των θερμικών  $NO_x$  (βλ. Κεφάλαιο 4).

Βέβαια παρουσιάζονται πρακτικές δυσκολίες και προβλήματα κατά την εισαγωγή ενός ψυγείου κατάντη του συμπιεστή. Έτσι εκτός του κόστους και της πολυπλοκότητας η οποία εισάγεται με την προσθήκη κάθε νέου συστήματος σε ένα κινητήρα, έχουμε την εμφάνιση απωλειών πίεσης. Αυτές οι απώλειες εμφανίζονται σε κάθε εναλλάκτη θερμότητας και οφείλονται στη μικρή διάμετρο των σωληνώσεων που περνά το ψυκτικό μέσο, η οποία είναι απαραίτητη για την εξασφάλιση αποδοτικής ψύξης.

## 2.4 Το φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή

Τα συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης εμφανίζουν ένα αρνητικό φαινόμενο κατά τη διάρκεια της μεταβατικής τους λειτουργίας, το οποίο ονομάζεται υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag). Λόγω αυτού του φαινομένου εμφανίζεται καθυστέρηση κατά την επιτάχυνση αυτών των συστημάτων σε σχέση με ένα αντίστοιχο κινητήρα φυσικής αναπνοής, αλλά και ιδιαίτερα αυξημένες εκπομπές ρύπων. Η επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή θα γίνει εμφανής στο Κεφάλαιο 7.

Κατά τη διάρκεια της μετάβασης ενός κινητήρα από ένα αρχικό σημείο φορτίου και στροφών σε ένα άλλο υψηλότερο, αυξάνεται η εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Αυτή η αύξηση μπορεί να είναι σχεδόν ακαριαία και ρυθμίζεται από το πάτημα του πεντάλ επιτάχυνσης από τον οδηγό του οχήματος. Έτσι πλέον είναι αναγκαία η διάθεση περισσότερου αέρα από τον συμπιεστή του συστήματος, ώστε να καεί πλήρως το καύσιμο και να επιτευχθεί η υπερνίκηση του νέου φορτίου ή η επιθυμητή αύξηση στροφών.

Όμως ιδίως για χαμηλά σημεία εκκίνησης, ο συμπιεστής δεν προλαβαίνει να ανταποκριθεί όσο γρήγορα χρειάζεται για να καλυφθούν οι αυξημένες ανάγκες αέρα, καθώς ο σρόβιλος που τον κινεί δεν μπορεί να αυξήσει το παραγόμενο έργο αποτόνωσης ακαριαία. Αυτό συμβαίνει γιατί πρέπει πρώτα να αυξηθούν οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου, να επιταχυνθεί ο κινηματικός μηχανισμός του κινητήρα (έμβολα, διωστήρες, στρόφαλα), και ύστερα να υπερνικηθεί η αδράνεια του ζεύγους υπερπλήρωσης. Εξαιτίας λοιπόν αυτού του φαινομένου ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου  $\lambda_a$  πέφτει στιγμιαία ακόμη και κάτω από τη μονάδα, κάνοντας απαγορευτικές τις εκπομπές των ρύπων, τη στιγμή που απαιτείται περισσότερος χρόνος για την ολοκλήρωση της επιτάχυνσης.

## 2.5 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα Υπερπλήρωσης

Παρακάτω γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση των πλεονεκτημάτων και μειονεκτημάτων της εφαρμογής τεχνικών υπερπλήρωσης σε σχέση με ένα κινητήρα φυσικής αναπνοής.

Τα κύρια **θετικά** χαρακτηριστικά που συνοδεύουν ένα υπερπληρωμένο κινητήρα είναι.



1. Η αύξηση της ισχύος λόγω της καύσης μεγαλύτερων ποσοτήτων καυσίμου εντός του υπερπληρωμένου κινητήρα.
2. Συνήθως παρατηρείται βελτίωση του βαθμού απόδοσης.
3. Ο μικρότερος φυσικός όγκος του κινητήρα, που αποδίδεται με τον αγγλικό όρο downsizing. Αυτό σημαίνει ότι για την επίτευξη της ίδιας ισχύος απαιτείται μικρότερος κυβισμός και επομένως εμφανίζονται οφέλη αναφορικά με το βάρος, την πολυπλοκότητα και την κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα.
4. Ο μικρότερος αριθμός κυλίνδρων συνεπάγεται μείωση του αριθμού των εδράνων και άρα παρατηρούνται μικρότερες απώλειες λόγω τριβών.
5. Παρατηρείται μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης  $t_z$ , λόγω των μεγαλύτερων θερμοκρασιών που επικρατούν εντός των κυλίνδρων. Έτσι υπάρχει περισσότερος χρόνος για την ολοκλήρωση της καύσης.
6. Υπό συγκεκριμένες συνθήκες στη μόνιμη λειτουργία έχουμε χαμηλότερες εκπομπές καυσαερίων.

Τα κύρια **αρνητικά** χαρακτηριστικά που προσδίδει η υπερπλήρωση είναι.

1. Η ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών και πιέσεων εντός της ΜΕΚ οδηγούν σε μεγαλύτερες θερμικές και μηχανικές φορτίσεις του κινητήρα.
2. Η εμφάνιση προβλημάτων κατά τη μεταβατική λειτουργία στα συστήματα της στροβιλο-υπερπλήρωσης, όπως ήδη αναφέραμε. Για αυτό τον λόγο μεταξύ άλλων μέτρων εφαρμόζεται η συνδυασμένη υπερπλήρωση.
3. Η αύξηση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή.
4. Η αύξηση των εκπομπών  $NO_x$ , λόγω των υψηλότερων θερμοκρασιών που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου σε μόνιμη και μεταβατική λειτουργία.

## Κεφάλαιο 3

# Σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση

### 3.1 Ιστορικά Στοιχεία

Η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση είναι μια από τις πολλές μεθόδους υπερπλήρωσης που χρησιμοποιούνται σήμερα σε ένα ευρύ φάσμα τεχνικών εφαρμογών. Η ιδέα πίσω από αυτή την εφαρμογή δεν είναι καινούργια και έχει δεχθεί πλήθος τροποποιήσεων κατά το πέρασμα του χρόνου.

Η πρώτη ευρεσιτεχνία η οποία αφορούσε το συγκεκριμένο θέμα αποδίδεται στον Ελβετό μηχανικό Alfred Büchi, ο οποίος έλαβε στις 16 Νοεμβρίου 1905 την πατέντα με αριθμό DRP 204630 από το Αυτοκρατορικό Γραφείο Ευρεσιτεχνιών του γερμανικού Ράιχ. Η συγκεκριμένη πατέντα αφορούσε μια μηχανή εσωτερικής καύσης η οποία αποτελούνταν από ένα στροβιλοσυμπιεστή (turbocharger), μια εμβολοφόρο MEK και ένα στρόβιλο σε σειρά. Μεταξύ των ετών 1909 και 1915 ο Büchi κατασκεύασε τον πρώτο στροβιλοσυμπιεστή, ενόσω εργαζόταν ως επικεφαλής μηχανικός στην εταιρεία Sulzer στην πόλη Winterthur της Ελβετίας με αντικείμενο την ανάπτυξη κινητήρων Diesel. Κύριος σκοπός της έρευνας του ήταν η εκμετάλλευση του ενεργειακού περιεχομένου των καυσαερίων των MEK κάτι το οποίο μέχρι τότε δεν είχε καταφέρει κανείς.

Εκείνη την εποχή είχε ήδη διαδοθεί η χρήση της μηχανικής υπερπλήρωσης των κινητήρων, δηλαδή της μηχανικής σύνδεσης ενός συμπιεστή στη στροφαλοφόρο άτρακτο μιας MEK, με κύρια εφαρμογή στους αεροπορικούς κινητήρες. Ομως τα πλεονεκτήματα τα οποία παρουσιάζει η σύνθετη στροβιλο - υπερπλήρωση ιδιαίτερα για κινητήρες οι οποίοι λειτουργούν σε μεγάλα υψόμετρα, όπου λόγω της χαμηλής πίεσης περιβάλλοντος επιτυγχάνονται μεγάλοι λόγοι συμπίεσης και εκτόνωσης στον υπερπληρωτή και στον στρόβιλο αντίστοιχα, έγιναν γρήγορα αντιληπτά από τους μηχανικούς της εποχής. Ο πρώτος που κατάφερε να εφαρμόσει την πρωτοποριακή για την εποχή του Α΄ Παγκοσμίου Πολέμου τεχνολογία σε ένα αεροπορικό κινητήρα ήταν ο Auguste Rateau το 1917. Παρόλα αυτά η διάδοση των τεχνικών της υπερπλήρωσης δεν ήταν χωρίς δυσκολίες καθώς τίθονταν περιορισμοί από τα διαθέσιμα υλικά της εποχής τα οποία δεν άντεχαν στις υψηλές θερμοκρασίες των αερίων εξαγωγής των MEK, οι οποίες ξεπερνούσαν τους 950°C.

Κατά την περίοδο πριν την έναρξη του Β΄ Παγκοσμίου Πολέμου και κατά τη διάρκεια του εντατικοποιήθηκαν οι προσπάθειες των μηχανικών για ανάπτυξη όλο και πιο ισχυρών αεροπορικών αλλά και ναυτικών κινητήρων και έτσι η μέθοδος του "turbo-supercharging", όπως αποκαλούνταν τότε η μέθοδος της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης, ήρθε ξανά στο προσκήνιο. Μάλιστα τον Δεκέμ-

βριο του 1941 η Sulzer δημοσίευσε τις επιδόσεις του 4 ZGA 19, του οποίου η ειδική κατανάλωση καυσίμου ήταν  $158 \frac{g}{HP \cdot hr}$  στην ονομαστική ισχύ των 1370 HP. Η προσπάθεια για ανάπτυξη καλύτερων κινητήρων συνεχίστηκε με τον πιο μεγάλο και σύγχρονο 6 G 18, η ανάπτυξη του οποίου σταμάτησε λίγο μετά τον Β' Παγκόσμιο Πόλεμο λόγω έλλειψης προσωπικού.

Σημείο σταθμός στην ανάπτυξη των μηχανών σύνθετης στροβίλο - υπερπλήρωσης αποτέλεσε ο κινητήρας Duplex-Cyclone R3350 της αμερικανικής εταιρείας Wright. Ήταν ένας 18-κύλινδρος διπλής σειράς ακτινικός κινητήρας, η ανάπτυξη του οποίου είχε ξεκινήσει πριν το Β' παγκόσμιο Πόλεμο. Στην turbo-compound έκδοση του η οποία άρχισε να παράγεται μετά τον Πόλεμο τοποθετήθηκαν τρεις στρόβιλοι ανάκτησης ενέργειας στο πίσω μέρος του κινητήρα με τη μεταξύ τους απόσταση να είναι  $120^\circ$ . Οι στρόβιλοι συνδέονταν με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα χρησιμοποιώντας δύο κιβώτια ταχυτήτων, ενώ είχαν σχεδιασθεί ειδικά έδρανα ικανά για την απορρόφηση των κραδασμών που προκαλούνταν από τους κινητήρες. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου (specific fuel consumption ή sfc) μειώθηκε από τα 210 στα  $172 \frac{g}{HP \cdot hr}$  και η ισχύς κατά την απογείωση αυξήθηκε από τους 2700 στους 3300 HP με τον κινητήρα να λειτουργεί στις 2900 rpm, ενώ η αύξηση ήταν πολύ σημαντικότερη σε μεγάλα ύψη. Χάρη σε αυτούς τους κινητήρες οι οποίοι κινούσαν αεροσκάφη όπως το Douglas DC-7 και το Constellation έγιναν εφικτές οι πολιτικές υπερατλαντικές πτήσεις τη δεκαετία του 1950. Σύντομα όμως θα ωριμάζαν οι τεχνολογίες που θα έθεταν στο περιθώριο της αεροπλοΐας τις εμβολοφόρες μηχανές.

Ένας άλλος εντυπωσιακός κινητήρας της εποχής ήταν ο 2-X Diesel Napier Nomad ο οποίος στην έκδοση Nomad II πέτυχε τη χαμηλότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου που είχε επιτευχθεί μέχρι τότε από εμβολοφόρο MEK. Ο αξονικός στρόβιλος συνδεόταν με την άτρακτο της έλικας του αεροσκάφους με τη χρήση ενός περίπλοκου μηχανισμού μετάδοσης κίνησης. Χάρη σε αυτό το σύστημα ο στροβιλοϋπερπληρωτής μπορούσε να επιταχυνθεί στις χαμηλές στροφές, ενώ σε υψηλές στροφές η περίσσεια ενέργειας που παραγόταν από τον στρόβιλο επέστρεφε στην άτρακτο της πτερωτής. Ο κινητήρας αυτός παρά τα πολύ καλά χαρακτηριστικά του δε γνώρισε εμπορική επιτυχία με την πιο γνωστή εφαρμογή του να είναι η προώθηση του αεροσκάφους Neptune της Lockheed σε πτήσεις πάνω από τον Ατλαντικό Ωκεανό. Άλλοι κινητήρες οι οποίοι αξίζουν αναφοράς είναι ο Rolls-Royce Crecy και η turbo-compound έκδοση του κινητήρα Allison V-1710, οι οποίοι όμως δεν μπήκαν ποτέ σε παραγωγή.

Τα πλεονεκτήματα αυτών των μηχανών ήταν πολλά αφού είχαν υψηλό βαθμό απόδοσης σε συνδυασμό φυσικά με την αύξηση στην παραγόμενη ισχύ, ενώ χάρη στη χρήση των στροβίλων ανάκτησης της απορριπτόμενης μέσω των καυσαερίων θερμικής ενέργειας μειωνόταν σημαντικά ο θόρυβος του κινητήρα. Όμως πέρα από τα πολύ σημαντικά οφέλη που προσέφεραν, αυτοί οι θηριώδεις κινητήρες παρουσίαζαν προβλήματα αξιοπιστίας τα οποία οφείλονταν στην πολυπλοκότητα τους.

Ενδεικτικό του πόσο κοστοβόρες ήταν αυτές οι μηχανές είναι ότι μετά από κάθε υπερατλαντικό ταξίδι κάθε ένας από τους κινητήρες χρειαζόνταν συμπλήρωση 70 έως 80 l λαδιού. Ακόμη το καύσιμο που χρησιμοποιούσαν ήταν βενζίνη 115-145 οκτανίων, με αποτέλεσμα οι κινητήρες των 55 l να μην είναι καθόλου οικονομικοί. Έτσι σταδιακά αυτοί οι κινητήρες παραγκωνίστηκαν προς χάρη των σχετικά νέων turbojet κινητήρων, όπως ο JT3 της Pratt & Whitney, ο οποίος αν

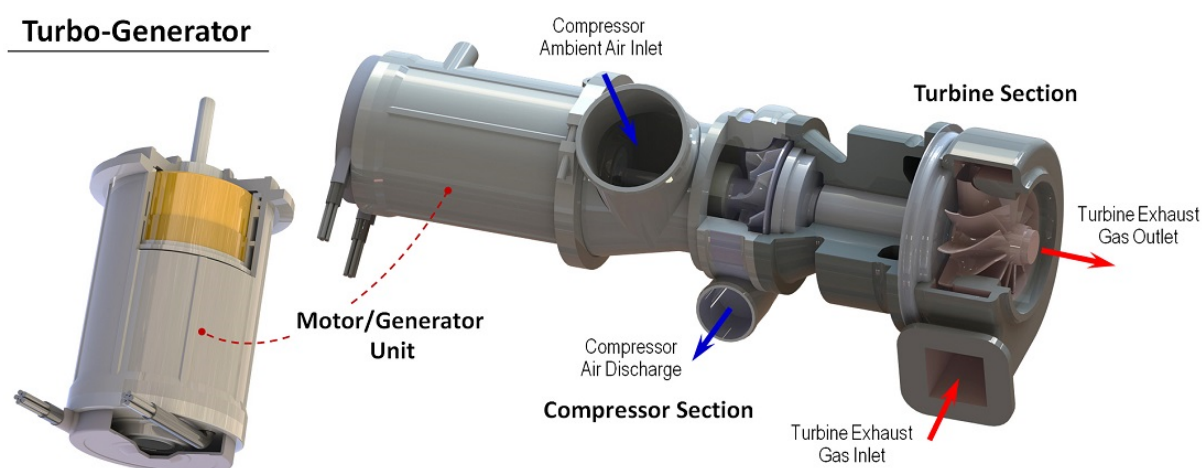
και περισσότερο θορυβώδης, ρυπογόνος και με χειρότερο βαθμό απόδοσης ήταν πολύ πιο αξιόπιστος και είχε καλύτερη σχέση απόδοσης φορτίου-απόστασης.

Όσον αφορά την αυτοκίνηση η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση άρχισε να χρησιμοποιείται σχετικά πρόσφατα. Το συνολικό κέρδος στην κατανάλωση καυσίμου είναι της τάξεως του 3%-5%. Εταιρείες που ασχολούνται με την παραγωγή σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων είναι οι Caterpillar, Cummins, Komatsu, κ.α.

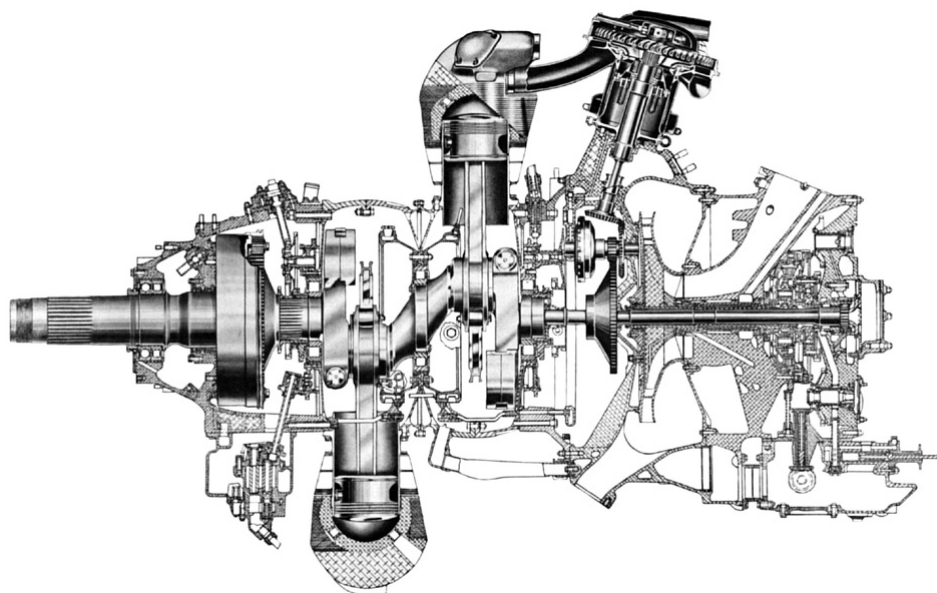
Μια άλλη εταιρεία η οποία ειδικεύεται στην παραγωγή turbo-compound μηχανών είναι η σουηδική Scania. Από το 1991 που κατασκεύασε τον πρώτο τέτοιο κινητήρα, με την ονομασία DTC 11, μέχρι το 1997 είχαν πωληθεί μόνο 1500 μονάδες, ενώ λέγεται ότι η αξιοπιστία τους δεν ήταν ιδιαίτερα υψηλή λόγω κάποιων προβλημάτων που παρουσιάζονταν στο ηλεκτρονικό σύστημα έγχυσης του καυσίμου (EDC).

Όμως καθώς η τεχνολογία εξελίσσεται, καινούργιοι πιο αποτελεσματικοί κινητήρες κάνουν την εμφάνιση τους, όπως οι μοντέρνοι κινητήρες της Scania και της Volvo (D12 500TC - εξελίσσεται ο D13) των 12 l οι οποίοι αποδίδουν από 470 έως 500 HP. Οι στροβίλοι αυτών των κινητήρων βρίσκονται εν σειρά, κάτι το οποίο επιλέχθηκε αφού πρώτα εξετάστηκαν πολλές εναλλακτικές λύσεις, προσφέροντας καλύτερη μεταβατική απόκριση σε μεγαλύτερο εύρος στροφών. Γενικά αυτοί οι κινητήρες αποδίδουν τα μέγιστα σε μεγάλα φορτία, όταν δηλαδή τα καυσαέρια της ΜΕΚ έχουν μεγάλη πίεση και θερμοκρασία. Σε φορτία κάτω του 25% τα οφέλη είναι αμελητέα ή αρνητικά.

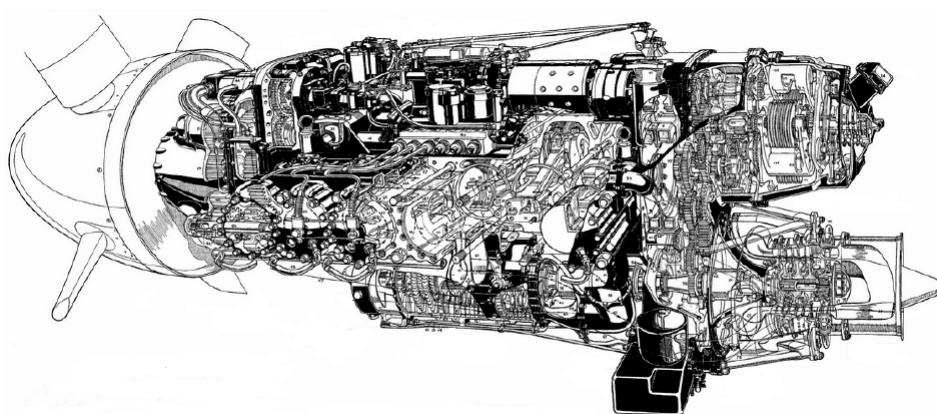
Μία άλλη πρόσφατη εφαρμογή αφορά τους κινητήρες που χρησιμοποιούνται στη Formula 1 από το 2014. Πρόκειται για V6 βενζινοκινητήρες των 1,6 λίτρων οι οποίοι περιλαμβάνουν ένα στροβιλοσυμπιεστή συνδεδεμένο με ένα ηλεκτροκινητήρα που ονομάζεται MGU-H (Motor Generator Unit-Heat). Αυτή η μονάδα δρα σαν γεννήτρια κατά το φρενάρισμα του μονοθεσίου μετατρέποντας τη χαμένη μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρική η οποία αποθηκεύεται σε μπαταρίες, ενώ δρα ως κινητήρας κατά την επιτάχυνση του αυτοκινήτου. Ακολουθούν τα Σχήματα 3.1 - 3.4, όπου παρουσιάζονται κάποια από τα συστήματα που αναφέραμε.



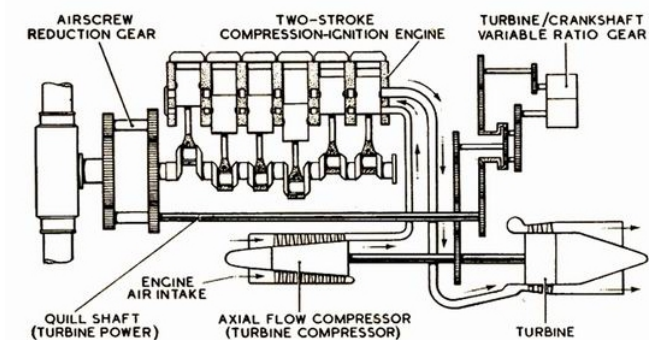
Σχήμα 3.1: Μονάδα MGU που χρησιμοποιείται σε αυτοκίνητα της Formula 1



Σχήμα 3.2: Κινητήρας Wright R-3350. [2]



Σχήμα 3.3: Κινητήρας Napier Nomad

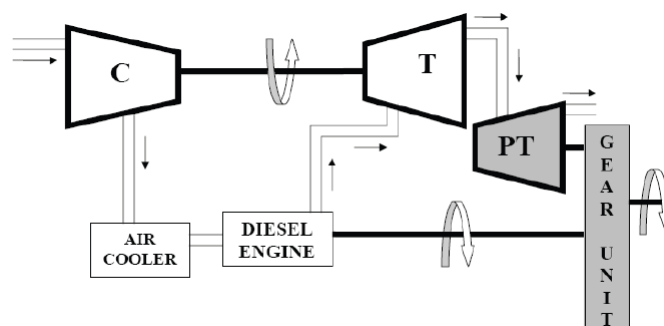


Σχήμα 3.4: Απλοποιημένο σχέδιο Napier Nomad

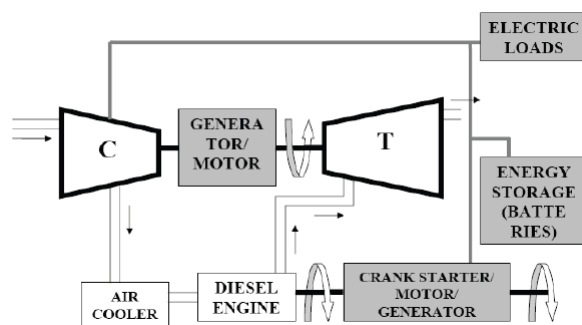
### 3.2 Διατάξεις Σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης

Η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση χρησιμοποιείται για την ανάκτηση της απορριπτόμενης από τον κινητήρα προς το περιβάλλον θερμότητας, αποδίδοντας την ως ωφέλιμο μηχανικό έργο στη στροφαλοφόρο άτρακτο του. Μπορούμε να διακρίνουμε δύο είδη σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης.

- Μηχανική σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση, στην κύρια παραλλαγή της οποίας προστίθεται μετά τον στροβιλοσυμπιεστή ένας στρόβιλος ισχύος, η άτρακτος του οποίου συνδέεται μέσω μειωτήρα στροφών με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα, (βλ. Σχήμα 3.5).
- Ηλεκτρική σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση, στην οποία η ανάκτηση ενέργειας γίνεται κατευθείαν από τον στροβιλοσυμπιεστή (ζεύγος T-C) μέσω της κίνησης μιας ηλεκτρογεννήτριας που είναι συνδεδεμένη με το ζεύγος (πχ η μονάδα MGU στη F1), (βλ. Σχήμα 3.6).



Σχήμα 3.5: Μηχανική turbo-compound υπερπλήρωση [15]

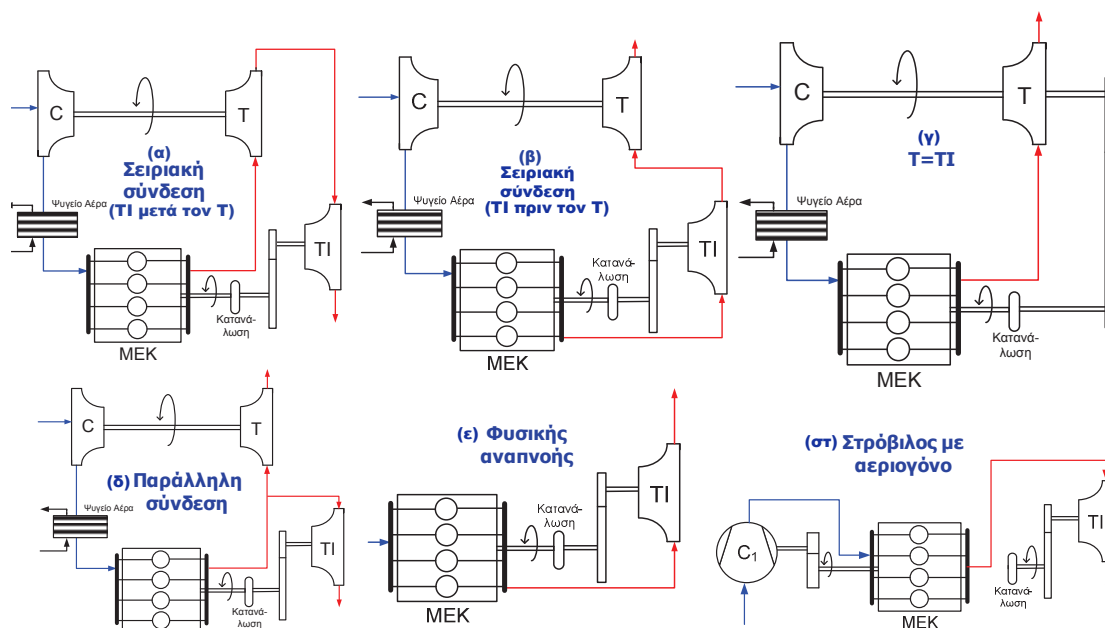


Σχήμα 3.6: Ηλεκτρική turbo-compound υπερπλήρωση [15]

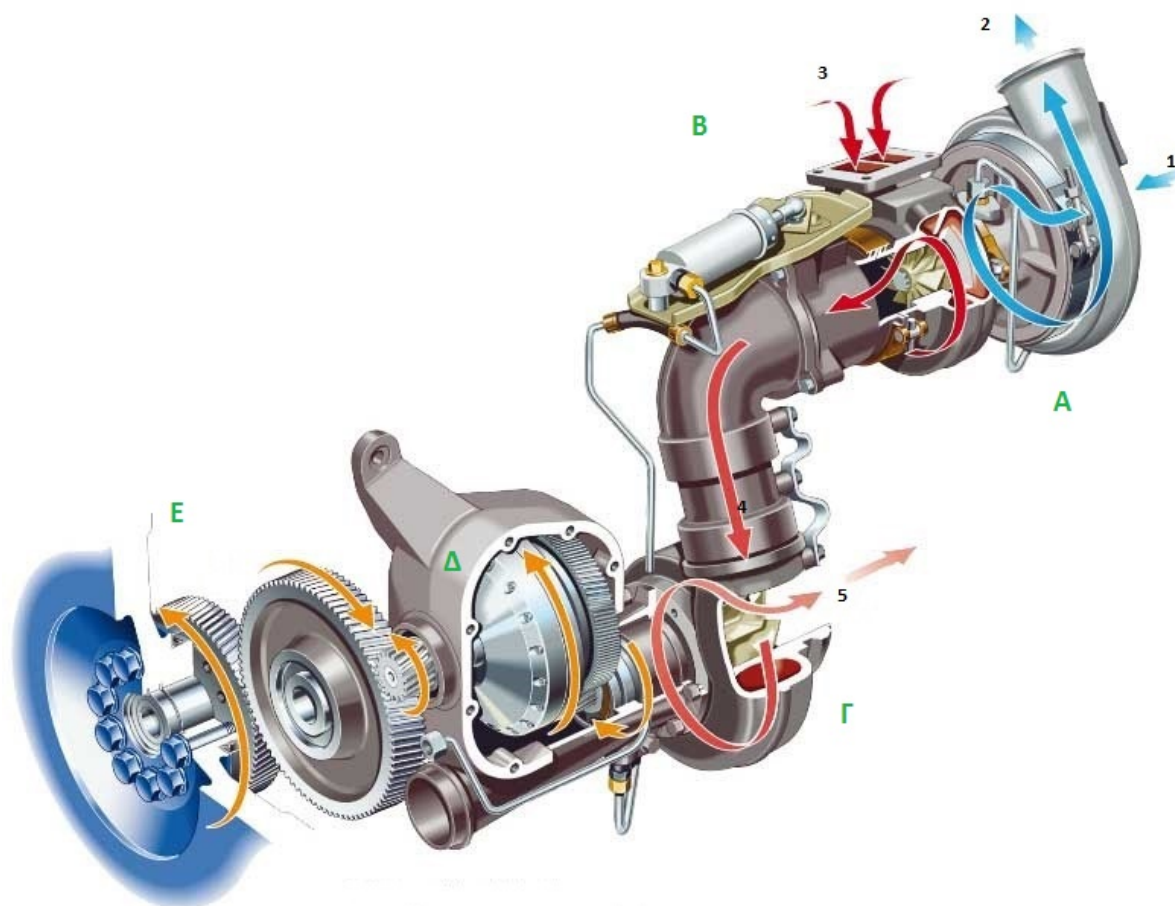
#### 3.2.1 Μηχανική turbo-compound υπερπλήρωση

Μέχρι σήμερα έχουν προταθεί πολλές παραλλαγές της μηχανικής σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης, ενώ κάποιες από αυτές τις διατάξεις παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.7. Στην παρούσα εργασία ασχολούμαστε κατά κύριο λόγο με την πρώτη διάταξη (βλ. επίσης Σχήμα 3.8), που είναι η συνηθέστερη, η οποία μελετάται σε μόνιμη και μεταβατική λειτουργία, ενώ σε σταθερή κατάσταση μελετάται και η πέμπτη περίπτωση, η οποία στην πραγματικότητα δεν είναι μέθοδος υπερπλήρωσης, αλλά μια απλή μέθοδος ανάκτησης ενέργειας.





Σχήμα 3.7: Τύποι σύνθετης υπερπλήρωσης [7]



Σχήμα 3.8: Σύστημα σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης

Για το Σχήμα 3.8 συγκεντρωτικά έχουμε:

#### **Αναφορικά με τη ροή**

- 1: Εισαγωγή αέρα περιβάλλοντος στον συμπιεστή
- 2: Έξοδος συμπιεσμένου αέρα και κατεύθυνση του προς το ενδιάμεσο ψυγείο και την πολλαπλή εισαγωγής ΜΕΚ
- 3: Είσοδος των καυσαερίων της πολλαπλής εξαγωγής της ΜΕΚ στον στρόβιλο του συστήματος στροβιλο-υπερπλήρωσης
- 4: Είσοδος αποτονομένων καυσαερίων χαμηλής πίεσης στον δεύτερο στρόβιλο
- 5: Έξοδος καυσαερίων στο περιβάλλον

#### **Στοιχεία συστήματος**

- A: Συμπιεστής  
B: Στρόβιλος  
Γ: Δεύτερος στρόβιλος (στρόβιλος ισχύος)  
Δ: Υδραυλικός συμπλέκτης για ομαλή μετάδοση ισχύος - μεταφορά ροπής  
E: Μειωτήρας στροφών

### **3.2.2 Ηλεκτρική turbo-compound υπερπλήρωση**

Μια πρόταση η οποία φαίνεται να κερδίζει έδαφος τα τελευταία χρόνια ιδίως σε εφαρμογές αυτοκίνησης είναι η ηλεκτρική σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση. Σε αυτή την υποκατηγορία η άτρακτος του στροβίλου αντί να συνδέεται μηχανικά με τη στροφαλοφόρο, συνδέεται με μια ηλεκτρογεννήτρια η οποία παράγει ρεύμα. Αυτό το ρεύμα μπορεί να καλύψει είτε τις ηλεκτρικές ανάγκες του αυτοκινήτου είτε να αποθηκευτεί σε μπαταρίες.

Αυτή η εφαρμογή έχει ως κύριο πλεονέκτημα την απουσία σύνδεσης της ατράκτου του στροβίλου ισχύος στη στροφαλοφόρο μέσω του περίπλοκου μηχανισμού σύνδεσης.

### **3.3 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα**

Η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση χρησιμοποιείται διότι παρουσιάζει μια σειρά από επιθυμητά χαρακτηριστικά κάποια εκ των οποίων είναι:

1. Βελτιώνεται η συγκέντρωση ισχύος (παραγόμενη ισχύς προς δεδομένο όγκο εμβολισμού). Αυτή η αύξηση μπορεί να ισούται ακόμη και με 10% στα υψηλά φορτία.
2. Βελτιώνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Αυτό συμβαίνει κυρίως στα υψηλά φορτία· στα χαμηλά έχουμε μηδενική βελτίωση ή ακόμη και αρνητική επίδραση της μεθόδου.
3. Παρουσιάζει καλύτερη μεταβατική λειτουργία και όσον αφορά τις εφαρμογές αυτοκινήτου οδηγισιμότητα, προσφέροντας επιπλέον ροπή στον κινητήρα.
4. Λόγω της αύξησης της πίεσης στην πολλαπλή εξαγωγής έχουμε μια ελαφρά αύξηση της ποσότητας των καυσαερίων τα οποία παραμένουν στον κύλινδρο με αποτέλεσμα να δημιουργείται μια "εσωτερική" ανακυκλοφορία καυσαερίου



και να παράγονται λιγότερα  $NO_x$ . Αυτό ισχύει για τους σύνθετους κινητήρες φυσικής αναπνοής.

Στα αρνητικά χαρακτηριστικά που προσδίδει στο κινητήρα αυτή η μέθοδος περιλαμβάνονται:

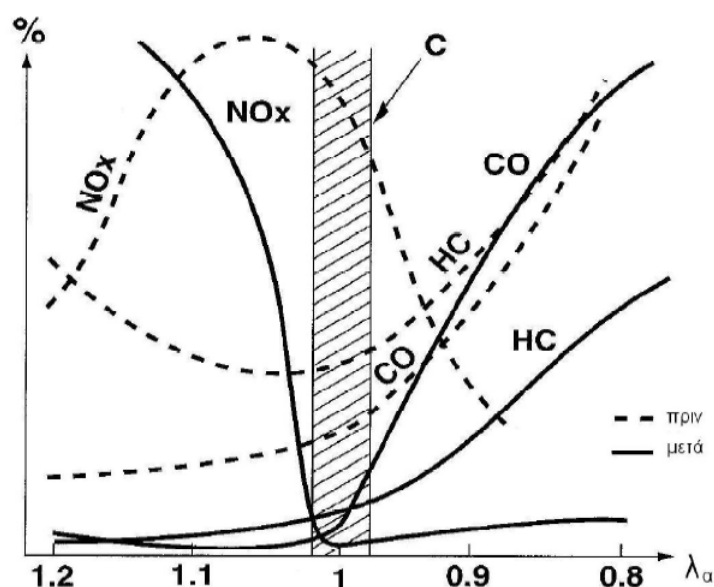
1. Η εισαγωγή επιπλέον στοιχείων όπως το ενδιάμεσο κιβώτιο ταχυτήτων, ο στρόβιλος ισχύος και τα έδρανα έχουν σαν αποτέλεσμα την πρόσθεση επιπλέον βάρους, την αύξηση της πολυπλοκότητας και του κόστους του κινητήρα.
2. Σε διάφορες εφαρμογές όπως στην αυτοκίνηση, υπάρχουν μικρά περιθώρια χώρου για την εισαγωγή των επιπλέον εξαρτημάτων που απαιτούνται, με αποτέλεσμα πολλές φορές να καθίσταται ανεφάρμοστη αυτή η επιλογή.
3. Όπως αναφέραμε και πριν, στα χαμηλά φορτία δεν παρατηρείται καμία αύξηση στην παραγόμενη ισχύ ή στη μεταβατική λειτουργία, ενώ τα πράγματα μπορεί να επιδεινώνονται σε σχέση με ένα απλά υπερπληρωμένο κινητήρα (Βλ. Κεφάλαια 6 και 7).
4. Σε σχέση με ένα στροβιλο-υπερπληρωμένο σύστημα μειώνεται η πίεση υπερπλήρωσης του κινητήρα με αποτέλεσμα να εισάγεται λιγότερος αέρας εντός του κυλίνδρου, έχοντας αρνητική επίδραση στις εκπομπές ρύπων και κυρίως της αιθάλης.

## Κεφάλαιο 4

# Εκπομπές ρύπων κινητήρων Diesel

### 4.1 Γενικά για τους ρύπους

Οι κινητήρες Diesel λειτουργούν σε όλα τα σημεία λειτουργίας τους με πτωχά μείγματα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του βαθμού απόδοσης λόγω της δυνητικά καλύτερης καύσης η οποία μπορεί να επιτευχθεί. Μια άλλη συνέπεια αυτής της ιδιαίτερης λειτουργίας είναι ότι δεν μπορούν να εφοδιαστούν με τριτοδικούς καταλύτες για τον περιορισμό των ρύπων, καθώς αυτοί μπορούν να λειτουργήσουν αποτελεσματικά για λόγους αέρα-καυσίμου κοντά στον στοιχειομετρικό ( $\lambda_\alpha \sim 1$ ). Ενδεικτικό είναι το Σχήμα 4.1.



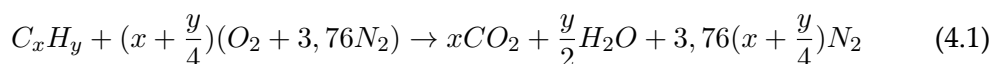
Σχήμα 4.1: Απόδοση Τριτοδικού καταλύτη συναρτήσει της ισοδυναμίας λόγω αέρα-καυσίμου  $\lambda_\alpha$  [6]

Η περιβαλλοντική προστασία και η μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων παίζει έναν ολοένα αυξανόμενο ρόλο στον σχεδιασμό και την παραγωγή των σύγχρονων μηχανών, χωρίς να εξαιρούνται από αυτό τον κανόνα οι MEK.

Ήδη από τις αρχές της δεκαετίας του '50 υπήρχε έντονος προβληματισμός, λόγω της ατμοσφαιρικής ρύπανσης η οποία έκανε την εμφάνιση της σε πολλές πόλεις των ΗΠΑ, όπως το Los Angeles με τη μορφή του φωτοχημικού νέφους. Ένας ακόμη προβληματισμός ανέκυψε κατά τη δεκαετία του '80, όπου έγινε εμφανές ότι οι εκπομπές ρύπων είναι υπεύθυνες για την παγκόσμια υπερθέρμανση την οποία βιώνει ο πλανήτης μας και οφείλεται στο λεγόμενο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Για αυτό τον λόγο η περιβαλλοντική νομοθεσία είναι πολύ αυστηρή στον ανεπτυγμένο κόσμο (ΗΠΑ, Ε.Ε, Ιαπωνία), ενώ γίνονται προσπάθειες για τη δέσμευση όλων των κυβερνήσεων του κόσμου στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων (Πρωτόκολλο Κιότο 1997).

Στις ΜΕΚ εξετάζονται οι **ελεγχόμενοι ρύποι** (regulated emissions)  $NO_x$ ,  $HC$ ,  $CO$ , αλλά και τα σωματίδια (**Particulate Matter**), οι οποίοι πρέπει να διατηρούνται κάτω από κάποια καθορισμένα όρια. Το  $CO_2$  αν και θεωρείται το κατεξοχήν αέριο του θερμοκηπίου, δε θεωρείται ρύπος αφού είναι προϊόν της τέλει καύσης, ενώ είναι αβλαβές για την υγεία των ανθρώπων και των υπόλοιπων έμβιων οργανισμών.

Όσον αφορά τον σχηματισμό των ρυπογόνων ουσιών, αυτός οφείλεται στη **χημική διάσπαση** των προϊόντων της καύσης. Γενικά η εξίσωση που περιγράφει τη χημική αντίδραση του καυσίμου με τον αέρα στην περίπτωση της τέλει στοιχειομετρικής καύσης, δίνεται από την παρακάτω Εξίσωση:



Στην πραγματικότητα όμως γνωρίζουμε ότι η καύση των καυσίμων περιλαμβάνει δεκάδες ενδιάμεσες αντιδράσεις, το τελικό αποτέλεσμα των οποίων μακροσκοπικά είναι οι αναλογίες αντιδρώντων και προϊόντων της Εξίσωσης 4.1. Τα ενδιάμεσα βήματα ελέγχονται από τον νόμο του Hess. Λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που επικρατούν σε ένα κινητήρα εσωτερικής καύσης, η χημική διάσπαση είναι έντονη, με αποτέλεσμα να εμφανίζονται στα τελικά προϊόντα διάφορες ενδιάμεσες ενώσεις, μεταξύ των οποίων οι προαναφερόμενοι ρύποι.

Στη συνέχεια δε θα ασχοληθούμε καθόλου με το  $CO$ , το οποίο αν και είναι ένας πολύ επικίνδυνος ρύπος, ο οποίος χαρακτηρίζεται και ως σιωπηλός δολοφόνος λόγω του ότι πρόκειται για ένωση άχρωμη και άοσμη, εμφανίζεται σε εξαιρετικά μικρές συγκεντρώσεις στους σύγχρονους κινητήρες Diesel. Το ίδιο ισχύει και για τους  $HC$  η συγκέντρωση των οποίων είναι περίπου δέκα φορές μικρότερη σε σχέση με αυτή που συναντάται σε ένα κινητήρα Otto.

## 4.2 Οξείδια του αζώτου $NO_x$

### 4.2.1 Γενικά για τα $NO_x$

Με τον όρο οξείδια του αζώτου ( $NO_x$ ), χαρακτηρίζουμε κυρίως ενώσεις όπως το μονοξείδιο του αζώτου ( $NO$ ), το διοξείδιο του αζώτου ( $NO_2$ ), το υποξείδιο του αζώτου ( $N_2O$ ) καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου, όπως το  $N_2O_4$  και το  $N_2O_5$  τα οποία εμφανίζονται σε πολύ μικρές ποσότητες.

Το  $NO$  είναι ένα άχρωμο αέριο, το οποίο μεταξύ άλλων μπορεί να προκαλέσει στον άνθρωπο ενοχλήσεις στα μάτια και στον λάρυγγα, ναυτίες και πονοκεφάλους. Μακροχρόνια έκθεση σε υψηλές συγκεντρώσεις  $NO$  προκαλεί προβλήματα στο αναπνευστικό σύστημα και μπορεί να αποβεί θανατηφόρα.

Το  $NO_2$  είναι ένα αέριο το οποίο γίνεται εύκολα αντιληπτό, αφού έχει σκούρο καφέ-κόκκινο χρώμα και η οσμή του είναι πολύ έντονη και αποπνικτική. Είναι μια πολύ επικίνδυνη ένωση καθώς είναι άκρως οξειδωτική. Τα συμπτώματα από την εισπνοή του ομοιάζουν με αυτά του  $NO$  και ίσως είναι ακόμη πιο επικίνδυνο καθώς προκαλεί προβλήματα στο αναπνευστικό σύστημα όπως πνευμονίτιδα, ή οιδήματα στην αναπνευστική οδό και μπορεί να οδηγήσει στον θάνατο.

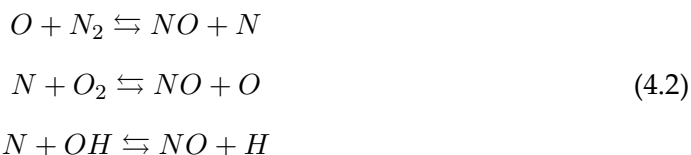
Γενικά τα  $NO_x$  αντιδρούν με την αμμωνία και άλλες ενώσεις σε περιβάλλον υψηλής υγρασίας δημιουργώντας σωματίδια πολύ μικρής διαμέτρου (μικρότερης από  $2,5\mu m$ ) τα οποία είναι γενικώς πολύ επικίνδυνα για τον οργανισμό. Το θετικό με αυτές τις ενώσεις είναι ότι απαντώνται σε πολύ μικρές ποσότητες στην ατμόσφαιρα και έτσι δεν αποτελούν άμεσο κίνδυνο για την υγεία των ανθρώπων.

Η ανάγκη για περιορισμό των εκπομπών τους προέρχεται λοιπόν από το γεγονός ότι τα  $NO_x$  αντιδρούν με άλλες ενώσεις που οδηγούν στον σχηματισμό νέφους και όζοντος. Ακόμη το  $NO$  είναι μαζί με το διοξείδιο του θείου ( $SO_2$ ) η βασική ένωση υπεύθυνη για την όξινη βροχή. Τέλος το  $N_2O$  είναι καταστρεπτικό για το στρώμα του όζοντος, ενώ περιλαμβάνεται στα αέρια του θερμοκηπίου [5].

#### 4.2.2 Μηχανισμοί Σχηματισμού $NO_x$

Τα οξειδία του αζώτου σχηματίζονται με βάση τρεις μηχανισμούς και για αυτό τον λόγο τα κατηγοριοποιούμε σε θερμικά  $NO_x$ ,  $NO_x$  καυσίμου και άμεσα  $NO_x$ .

Τα **θερμικά**  $NO_x$  σχηματίζονται σε υψηλές θερμοκρασίες λόγω της οξείδωσης του  $N_2$  του αέρα καύσης. Η μελέτη του σχηματισμού τους είναι πολύ σημαντική, καθώς αποτελούν τον βασικό μηχανισμό σχηματισμού  $NO$ . Ο μηχανισμός που ελέγχει το σχηματισμό του  $NO$  ονομάζεται εκτεταμένος μηχανισμός Zeldovich, καθώς οι Lavoie, Heywood και Keck προσέθεσαν την τρίτη από τις παρακάτω εξισώσεις στις υπάρχουσες δύο που είχε προτείνει ο Zeldovich.



Η πρώτη αντίδραση προϋποθέτει την ύπαρξη υψηλών θερμοκρασιών έτσι ώστε να σπάσουν οι δεσμοί στο μόριο του  $O_2$  και να μπορούν πλέον τα άτομα  $O$  να αντιδρούν με το  $N_2$  παράγοντας το  $NO$ . Τα άτομα  $N$  που σχηματίζονται από την πρώτη αντίδραση οξειδώνονται με οξειδωτικό το  $O_2$  και παράγουν επιπλέον  $NO$ .

Τα  $NO_x$  του **καυσίμου** δημιουργούνται λόγω της οξείδωσης του  $N$  που υπάρχει στα καύσιμα. Είναι προφανές λοιπόν ότι η ποσότητα των παραγόμενων  $NO_x$  εξαρτάται από την ποσότητα του στοιχειακού αζώτου που υπάρχει στο καύσιμο. Στην περίπτωση αέριων καυσίμων όπως είναι το φυσικό αέριο ή το προπάνιο, δεν υπάρχει αρκετό  $N$  εγκλωβισμένο στο καύσιμο και για αυτό θεωρούμε ότι ο μηχανισμός παραγωγής  $NO_x$  είναι αδρανής. Κάτι τέτοιο δεν ισχύει στην περίπτωση του πετρελαίου που χρησιμοποιείται ως καύσιμο στους Diesel, αλλά προς χάρην απλότητας και επειδή τα παραγόμενα  $NO_x$  παραμένουν λίγα εν συγκρίσει με τα θερμικά αγνοείται ο προαναφερόμενος μηχανισμός σχηματισμού τους.

Τα άμεσα (prompt)  $NO_x$  σχηματίζονται λόγω της ταχύτατης αντίδρασης μεταξύ ριζών υδρογονανθράκων,  $O_2$  και  $N_2$ . Ονομάζονται και Fenimore  $NO_x$  προς τιμήν του επιστήμονα ο οποίος μελέτησε το μηχανισμό παραγωγής τους και ο οποίος σε μια πολύ απλουστευμένη μορφή είναι ο εξής:

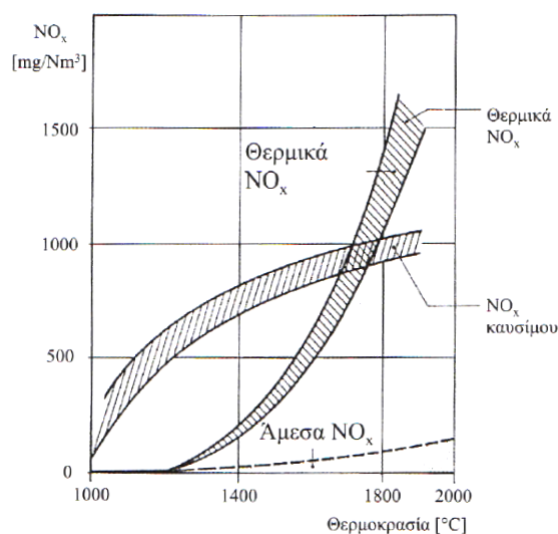


Πρέπει να σημειωθεί ότι η παραγωγή άμεσων  $NO_x$  είναι αμελητέα για τις υψηλές θερμοκρασίες οι οποίες αναπτύσσονται στους κυλίνδρους μιας εμβολοφόρου ΜΕΚ. Ενδεικτικό όσων αναφέραμε είναι είναι το Σχήμα 4.2.

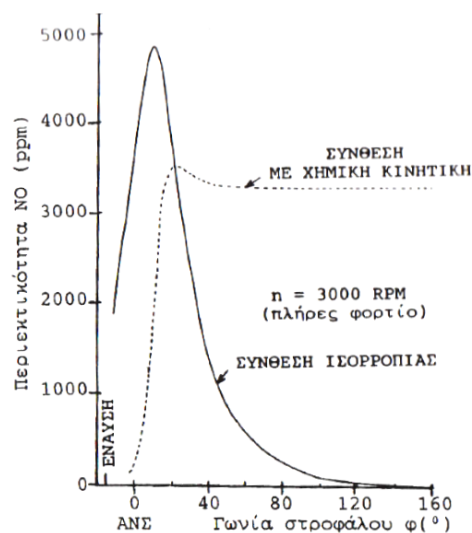
#### 4.2.2.1 Μονοξείδιο του αζώτου

Αναφορικά με το μονοξείδιο του αζώτου ( $NO$ ), γνωρίζουμε ότι σχηματίζεται στις περιοχές του κυλίνδρου όπου επικρατούν υψηλές θερμοκρασίες καύσης, εφόσον φυσικά υπάρχουν και οι απαραίτητες ποσότητες  $O_2$ . Η κατανομή των θερμοκρασιών στους κινητήρες Diesel δεν είναι ομοιόμορφη, αφού όπως έχουμε εξηγήσει το μείγμα καυσίμου-αέρα είναι ανομοιόμορφο.

Εάν ο σχηματισμός του ελεγχόταν από τη χημική ισορροπία τότε η συγκέντρωση του θα ήταν μηδενική. Κάτι τέτοιο δε συμβαίνει, αφού λόγω του περιορισμένου χρόνου που διατίθεται για την ολοκλήρωση των διεργασιών της καύσης εντός των κυλίνδρων της ΜΕΚ, ο σχηματισμός του  $NO$  ελέγχεται από τη χημική κινητική. Ενδεικτικό των παραπάνω είναι το Σχήμα 4.3 που ακολουθεί.



Σχήμα 4.2: Κατανομή της συγκέντρωσης  $NO_x$  με βάση τον μηχανισμό δημιουργίας [5]



Σχήμα 4.3: Περιεκτικότητα  $NO$  με βάση τη χημική κινητική και τη χημική ισορροπία [3]

Όσον αφορά το στάδιο της καύσης στο οποίο παρατηρείται ο σχηματισμός του  $NO$  αυτό είναι το δεύτερο στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης, όπου η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης και η θερμοκρασία της είναι πολύ υψηλή.

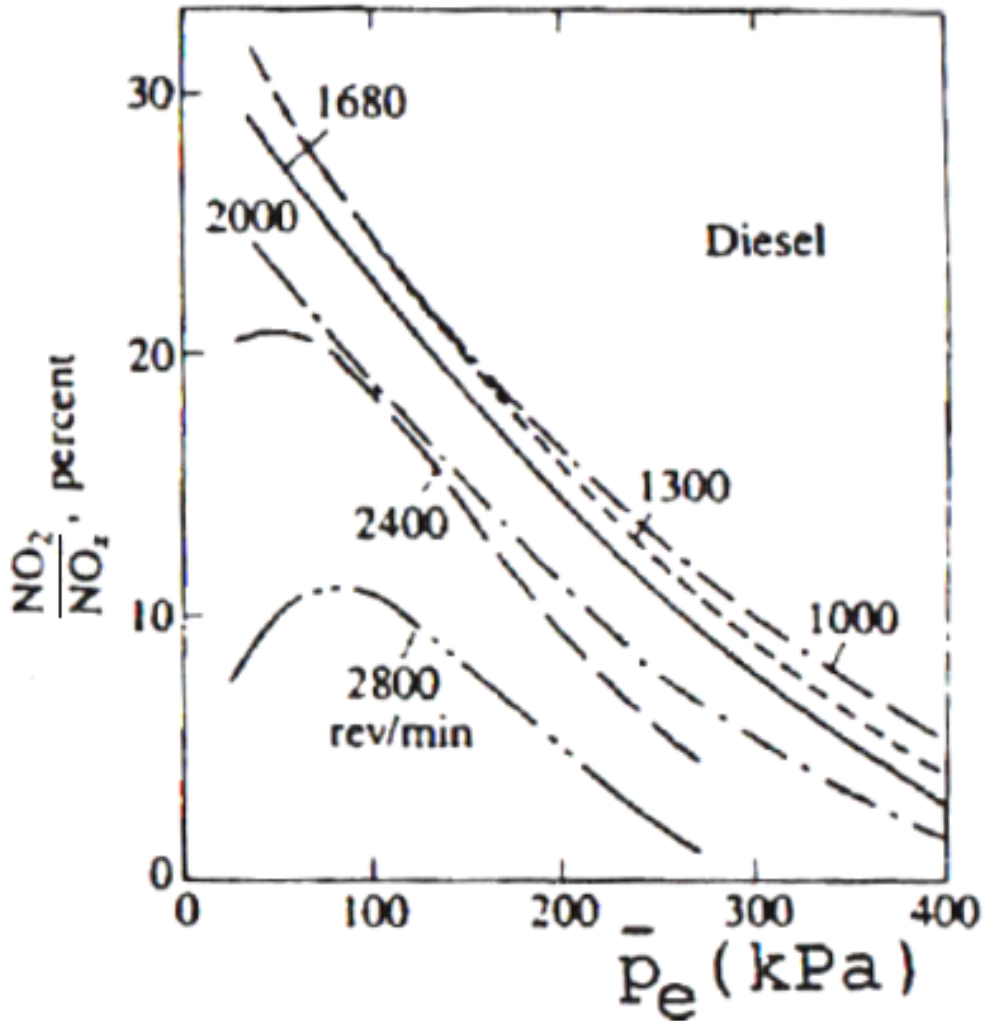
4.2.2.2 Διοξείδιο του αζώτου

Το διοξείδιο του αζώτου ( $NO_2$ ) συναντάται σε μεγάλες ποσότητες, 10 – 25% των συνολικών εκπομπών  $NO_x$ , στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel, ενώ κατά την έξοδο του στο περιβάλλον και σε θερμοκρασίες κάτω των  $600^\circ C$  μετατρέπεται σχεδόν εξ'ολοκλήρου σε  $NO$ . Για αυτό τον λόγο ιδίως στους κινητήρες Diesel όταν θέλουμε να είμαστε ακριβείς για τη σύσταση των εκπομπών  $NO_x$  δεν μπορούμε να αμελήσουμε τη συγκέντρωση του  $NO_2$  και να λάβουμε υπόψη μόνο τη συγκέντρωση του  $NO$ .

Αυτό το γεγονός εξηγείται εάν παρατηρήσουμε την Εξίσωση 4.4 που αναφέρεται στην παραγωγή και τη διάσπαση του  $NO_2$ .



Αυτή η αντίδραση είναι μετατοπισμένη προς τα δεξιά εκτός της περιπτώσεως όπου το  $NO_2$  αναμιγνύεται με ψυχρό αέρα όπου πλέον μετατοπίζεται προς τα αριστερά. Ψυχρές περιοχές σε κινητήρες Diesel συναντάμε στα χαμηλά του φορτία όπου υπάρχει έντονη ανομοιομορφία του καυσίμου μέσα στο μείγμα.



Σχήμα 4.4: Ποσοστό  $NO_2$  στα συνολικά  $NO_x$  [3]

### 4.2.3 Συσχέτιση παραμέτρων λειτουργίας-συγκέντρωσης $NO_x$

Είναι εύλογο να υποθέσουμε ότι ο σχηματισμός των  $NO_x$  δε μένει ανεπηρέαστος από τις μεταβολές στις βασικές παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Οι βασικές παράμετροι είναι το φορτίο, η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η προπορεία έγχυσης του καυσίμου και το ποσοστό του παραμένου καυσαερίου στον κύλινδρο. Για την ταχύτητα περιστροφής δεν μπορούν να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα, αφού η μεταβολή της αλλάζει πολλές παραμέτρους λειτουργίας με διαφορετικό τρόπο. Έτσι θα αναφερθούμε στις υπόλοιπες τρεις παραμέτρους.

#### 4.2.3.1 Φορτίο κινητήρα

Όταν αυξάνεται το φορτίο σε ένα κινητήρα αυξάνεται και η ποσότητα του καυσίμου η οποία καίγεται. Εφόσον η ρύθμιση ισχύος είναι ποιοτική, η αύξηση του φορτίου συνεπάγεται μεταβολή του  $\lambda_a$  σε τιμές πιο κοντά στη στοιχειομετρική, πράγμα που συνδυάζεται με αύξηση της θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου και εν προκειμένω στη ζώνη αντίδρασης, όπου γίνεται ο σχηματισμός των  $NO_x$ .

Βλέπουμε λοιπόν ότι η μείωση της περιόσεως αέρα έχει αρνητική συνέπεια στην παραγωγή  $NO_x$ , η οποία αυξάνεται. Το γεγονός αυτό θα το συναντήσουμε στα επόμενα κεφάλαια όπου θα γίνει η παρουσίαση του υπολογιστικού τμήματος αυτής της εργασίας.

#### 4.2.3.2 Προπορεία έγχυσης

Η αύξηση της προπορείας έγχυσης έχει ως συνέπεια να μεγαλώνει το διαθέσιμο χρονικό διάστημα για την πραγματοποίηση της καύσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνονται εν γένει οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις εντός του κυλίνδρου και εν συνεχεία να διευκολύνεται ο σχηματισμός  $NO_x$ , όπως γίνεται και με την αύξηση του φορτίου.

#### 4.2.3.3 Παραμένον καυσαέριο εντός του κυλίνδρου

Η συγκέντρωση του  $NO$  μειώνεται με την αύξηση του παραμένου στον κύλινδρο καυσαερίου, καθώς με αυτό τον τρόπο αυξάνεται η θερμοχωρητικότητα του περιβάλλοντος εντός του κυλίνδρου με αποτέλεσμα να αυξάνονται σε μικρότερο ποσοστό οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις εντός του κυλίνδρου και επομένως να μην παράγονται τόσο εύκολα τα  $NO_x$ . Όμως η παραμονή καυσαερίου στον κύλινδρο μετά την απόπλυση ή ακόμη και η ηθελημένη παραγωγή του, όπως γίνεται στη μέθοδο της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (Exhaust Gas Recirculation ή EGR), έχει ως αρνητική συνέπεια τη μείωση της παραγωγής έργου από τον κινητήρα, αφού μειώνεται η ποσότητα του δυνάμενου να καεί καυσίμου.

## 4.3 Σωματίδια (PM) - Αιθάλη

### 4.3.1 Γενικά για την αιθάλη

Η αιθάλη (soot) εντάσσεται στην κατηγορία των σωματιδιακών ρύπων και είναι ο κύριος λόγος για τον οποίο υπήρχαν και σε ορισμένες περιπτώσεις εξακολουθούν να υπάρχουν περιορισμοί στη χρήση κινητήρων Diesel σε πλήθος εφαρμογών, όπως για παράδειγμα συνέβαινε στον χώρο της αυτοκίνησης μέχρι πρόσφατα.

Η αιθάλη είναι ανθρακούχο υλικό το οποίο παράγεται κατά την καύση του πετρελαίου σε ένα κινητήρα Diesel και στο οποίο προσροφώνται άλλες οργανικές και ανόργανες ενώσεις, ενώ είναι ορατή δια γυμνού οφθαλμού ιδιαίτερα όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε υψηλά φορτία, καθώς εκπέμπεται ως καπνός μαύρου χρώματος. Η κύρια αιτία εμφάνισης αιθάλης στους κινητήρες Diesel και όχι στους Otto είναι ότι στην περίπτωση των πρώτων εμφανίζονται περιοχές του μείγματος αέρα καυσίμου οι οποίες είναι πλούσιες σε καύσιμο.

Η ακριβής σύσταση της αιθάλης εξαρτάται από τις συνθήκες που επικρατούν στην εξαγωγή του κινητήρα. Έτσι για θερμοκρασίες μεγαλύτερες των  $500^{\circ}\text{C}$  τα μεμονωμένα σωματίδια είναι συγκροτήματα πολλών μικρών σφαιριδίων άνθρακα με διάμετρο η οποία κυμαίνεται μεταξύ  $15 - 30\text{nm}$ . Με τη μείωση των θερμοκρασιών κάτω από τους  $500^{\circ}\text{C}$  διάφορες οργανικές αλλά και ανόργανες ενώσεις προσροφώνται πάνω στο ανθρακώδες υλικό και δημιουργούν έτσι μεγαλύτερα σε μέγεθος σωματίδια.

Η αιθάλη αποτελείται από δομές οι οποίες ονομάζονται σφαιρίδια (spherules) και οι οποίες αποτελούνται από  $10^5 - 10^6$  άτομα άνθρακα. Το μέγεθος τους κυμαίνεται μεταξύ  $10 - 80\text{nm}$ , ενώ τα περισσότερα εξ αυτών είναι μεταξύ των  $15 - 30\text{nm}$ . Εν συνεχεία τα σφαιρίδια συναθροίζονται σε μεγαλύτερες δομές οι οποίες καλούνται σωματίδια (particles).

Τα σωματίδια τα οποία έχουν μέγεθος μικρότερο των  $100\text{nm} = 0,1\mu\text{m}$  είναι επικίνδυνα για τον οργανισμό καθώς είναι πολύ μικρά σε μέγεθος και επομένως εύκολα εισπνεόμενα από τη μύτη. Για τον εντοπισμό των πιο επικίνδυνων ουσιών που περιέχονται στα σωματίδια γίνεται χρήση ενός διαλύτη, συνήθως διχλωρομεθανίου ή μείγματος βενζίνης αιθανόλης, με το οποίο δημιουργείται ένα διαλυτό και ένα αδιάλυτο κλάσμα ξηρής αιθάλης. Η πλειοψηφία των επικίνδυνων ουσιών βρίσκεται στο διαλυτό κομμάτι και για αυτό εν συνεχεία διενεργείται ένα πλήθος εξετάσεων για την διερεύνηση της επικινδυνότητας του μείγματος. Στη δημιουργία της αιθάλης παίζει αρκετές φορές ρόλο και το λιπαντικό έλαιο η συνεισφορά του οποίου συνήθως φαίνεται στο διαλυτό κλάσμα.

Έχει διαπιστωθεί ότι τα σωματίδια δημιουργούνται κυρίως στην περιοχή όπου το μείγμα είναι ιδιαίτερα πλούσιο και επομένως ο σχηματισμός τους ελέγχεται από τον μηχανισμό της **πυρόλυσης**, κατά τον οποίο οι υδρογονάνθρακες λόγω των μεγάλων θερμοκρασιών και της ανεπάρκειας  $\text{O}_2$  διασπώνται σε υδρογονάνθρακες μικρότερου μοριακού βάρους. Επομένως οι μεγαλύτερες ποσότητες σωματιδίων δημιουργούνται αρχικά στο κέντρο της εγχυόμενης δέσμης καυσίμου και εν συνεχεία όταν πλέον έχει περάσει το κυρίως στάδιο της καύσης στα τοιχώματα του κυλίνδρου, όπου πλέον έχουν αναπτυχθεί μεγάλες θερμοκρασίες, ενώ παράλληλα παρατηρείται και έλλειψη αέρα.

Τα σωματίδια αιθάλης σχηματίζονται σε θερμοκρασίες μεταξύ  $1000 - 2800\text{K}$  και σε πιέσεις  $50 - 100\text{atm}$ , ενώ παρά το ότι παράγονται σε πλούσιες σε καύσιμο



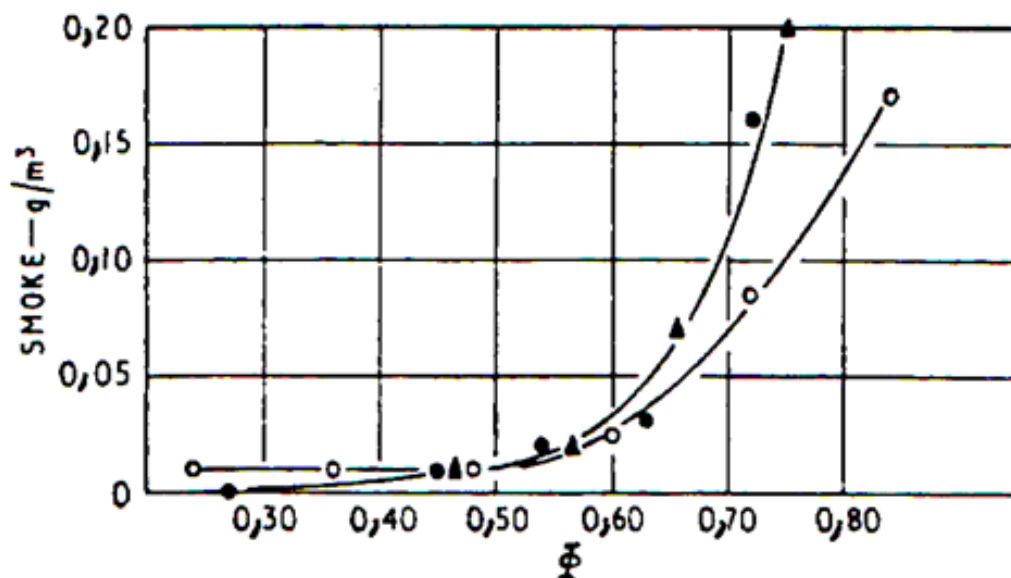
περιοχές του μείγματος, για τον σχηματισμό τους χρειάζεται επαρκής ποσότητα αέρα ώστε να είναι εφικτή η πλήρης καύση του καυσίμου.

### 4.3.2 Συσχέτιση παραμέτρων λειτουργίας-συγκέντρωσης αιθάλης

Οι βασικές παράμετροι που επηρεάζουν την παραγωγή και εκπομπή σωματιδίων είναι το φορτίο του κινητήρα, η προπορεία έγχυσης και η επιτυγχανόμενη συστροφή του μείγματος αέρα καυσίμου.

#### 4.3.2.1 Φορτίο κινητήρα

Η κύρια παράμετρος που καθορίζει τις σωματιδιακές εκπομπές σε ένα κινητήρα είναι το φορτίο του. Η αύξηση του φορτίου σημαίνει αύξηση της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου με αποτέλεσμα την εμφάνιση περισσότερων περιοχών εντός του κυλίνδρου με πλούσια αναλογία στο μείγμα του καυσίμου με τον αέρα. Η γενική τάση που παρατηρείται είναι η παραβολική αύξηση των εκπομπών αιθάλης συναρτήσει του φορτίου, όπως άλλωστε φαίνεται στο Σχήμα 4.5.



Engine	Nozzle diameter	Injection timing	Rate at F.L fuelling
○ A	4 × 0.25 mm	20° b.t.d.c.	2.95
● C (high swirl)	4 × 0.30 mm	20° b.t.d.c.	2.45
▲ C (without shroud)	4 × 0.33 mm	25° b.t.d.c.	2.80

Σχήμα 4.5: Μεταβολή εκπεμπόμενων σωματιδίων συναρτήσει του φορτίου  $\Phi$  για κινητήρα Diesel άμεσου ψεκασμού [3]

#### 4.3.2.2 Προπορεία έγχυσης και συστροφή μείγματος

Η αύξηση της προπορείας έγχυσης είναι ένα από τα κύρια μέτρα που λαμβάνονται για τη μείωση των εκπομπών αιθάλης. Αυτό γίνεται διότι η αύξηση της προπορείας συνεπάγεται αντίστοιχη αύξηση του διαθέσιμου χρόνου για την πλήρη ανάμειξη του μείγματος αέρα καυσίμου, εξαλείφοντας με αυτό τον τρόπο τις πλούσιες περιοχές του μείγματος. Αντίστοιχα αποτελέσματα έχει και η αύξηση του λόγου συστροφής (swirl ratio)<sup>1</sup>, η οποία υποδεικνύει το επίπεδο της αναταραχής εντός του κυλίνδρου.

Δυστυχώς και οι δύο αυτές παράμετροι έχουν αρνητική επίδραση στην παραγωγή  $NO_x$ , η πρώτη γιατί συνοδεύεται με αύξηση της θερμοκρασίας και η δεύτερη λόγω της καλύτερης ανάμειξης στον κύλινδρο. Έτσι πρέπει πάντα να γίνεται προσεκτική επιλογή αυτών των παραμέτρων από τους σχεδιαστές των μηχανών.

---

<sup>1</sup>Ως λόγος συστροφής ορίζεται η ταχύτητα περιστροφής της γομώσεως του κυλίνδρου στο Ανω Νεκρό Σημείο προς την ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου του κινητήρα.

## Κεφάλαιο 5

# Μοντελοποίηση κινητήρων με το πρόγραμμα GT-Power

### 5.1 Γενικά για το GT-Power

Στην παρούσα εργασία έγινε μοντελοποίηση υπερπληρωμένου και μη κινητήρα Diesel χρησιμοποιώντας το πρόγραμμα GT-Power της Gamma Technologies, άδεια χρήσης (license) του οποίου υπάρχει στο Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης. Το GT-Power είναι κατ'ουσίαν ένα από τα πολλά υποπρογράμματα ενός ευρύτερου προϊόντος με την ονομασία GT-Suite, το οποίο χρησιμοποιείται κυρίως στον χώρο της αυτοκινητοβιομηχανίας προσφέροντας πλήθος εφαρμογών μερικές εκ των οποίων σύμφωνα με τον εκδότη είναι:

- Μοντελοποίηση κινητήρων και εκτίμηση των επιδόσεων τους (GT-Power).
- Ανάλυση δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων.
- Ακουστική συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής.
- Επεξεργασία καυσαερίων.
- Προσομοίωση μοντέλων πραγματικού χρόνου.
- Δυναμική οχήματος.
- Υβριδικά και ηλεκτροκίνητα οχήματα και κυψέλες καυσίμου.
- Συστήματα ψύξης κινητήρων.
- Θερμική διαχείριση οχημάτων.
- Ενεργειακή διαχείριση οχημάτων.
- Συστήματα Air-conditioning.
- Θερμική αξιοποίηση των καυσαερίων.
- Συστήματα λίπανσης.
- Συστήματα έγχυσης καυσίμου.
- Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα.
- Κινηματική και δυναμική ανάλυση συστήματος βαλβίδων και εκκεντροφόρου άξονα.

- Κινηματική και δυναμική στροφαλοφόρου.
- Κιβώτια ταχυτήτων και κίνηση με ιμάντες.



Σχήμα 5.1: Εικόνα κατά την εισαγωγή στο πρόγραμμα GT-Power

Για τη μοντελοποίηση ενός κινητήρα στο GT-Power επιλέγουμε από τη βιβλιοθήκη (library) του προγράμματος τα πρότυπα στοιχεία (templates), όπως βαλβίδες, αγωγούς, κυλίνδρους κτλ και τα εισάγουμε στη βιβλιοθήκη της συγκεκριμένης εφαρμογής (project library).

Με το που γίνει η επιλογή των διαφόρων στοιχείων ακολουθεί η ονοματοδοσία τους και η συμπλήρωση των χαρακτηριστικών μεγεθών που απαιτούνται από το πρόγραμμα, ενώ παράλληλα δίνονται και οι αρχικές τιμές θερμοκρασίας ή πίεσης οι οποίες θεωρεί ή γνωρίζει ο χρήστης ότι επικρατούν στα όρια αυτών των στοιχείων, έτσι ώστε να ξεκινήσει η προσομοίωση. Αφού γίνουν αυτά, τα στοιχεία τοποθετούνται στον εικονικό χάρτη εργασίας (project map) και τα συνδέουμε μεταξύ τους ορίζοντας παράλληλα τη σχέση εξάρτησης τους (πχ αν είναι είσοδος ή έξοδος).

Με την εισαγωγή όλων των στοιχείων καταλήγουμε στην ολοκλήρωση του μοντέλου του μελετούμενου κινητήρα το οποίο μοιάζει με ένα μονογραμμικό μοντέλο. Είμαστε λοιπόν σε θέση να εξετάσουμε τα διάφορα σενάρια σταθερής ή μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα.

## 5.2 Γενική περιγραφή εργασίας

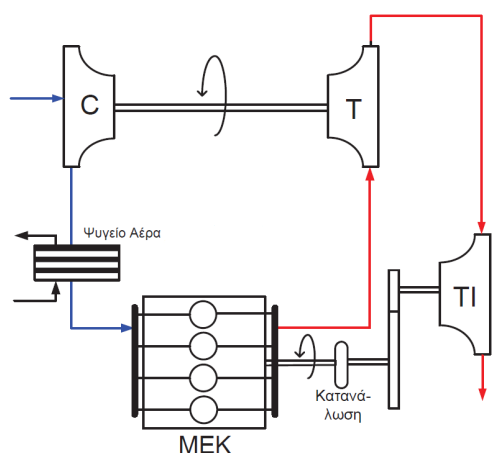
Στη συγκεκριμένη εργασία και σε συνθήκες **μόνιμης λειτουργίας (steady state)** εξετάστηκαν δύο μοντέλα.

Το πρώτο μοντέλο είναι το σύστημα της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης (turbo-compound) (βλ. Σχήμα 5.2) και γίνεται σύγκριση των επιδόσεων του με το σύστημα της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης (single stage turbocharging), το οποίο είχε ήδη μοντελοποιηθεί σε προηγούμενες διπλωματικές εργασίες [12, 13].

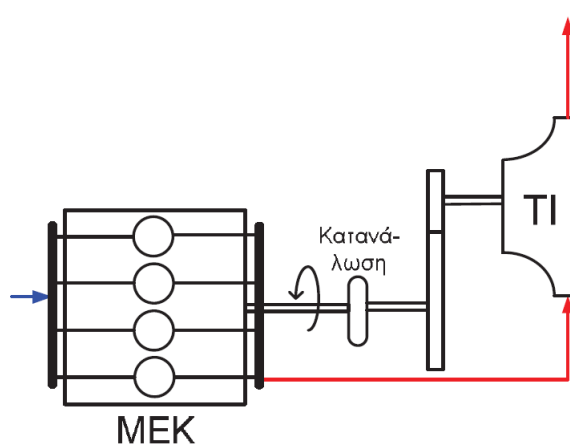
Στην ουσία στο νέο μοντέλο προστέθηκε ο στρόβιλος ισχύος που συναντάται στα turbo-compound συστήματα, καθώς και το μηχανικό σύστημα το οποίο συνδέει την άτρακτο του στρόβιλου με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα.

Το δεύτερο μοντέλο το οποίο αναπτύχθηκε και του οποίου μελετήθηκε η συμπεριφορά σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, αφορούσε το σύστημα της εκτόνωσης των καυσαερίων κινητήρα φυσικής αναπνοής σε μηχανικά συνδεδεμένο με τη στροφαλοφόρο άτρακτο στρόβιλο ισχύος (βλ. Σχήμα 5.3). Η σύγκριση αυτής της μεθόδου ανάκτησης ενέργειας γίνεται με τον κινητήρα φυσικής αναπνοής, λόγω των πολύ υποδεέστερων επιδόσεων του σε σχέση με τις μεθόδους απλής και σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης όπως θα δούμε στα Κεφάλαια 6 και 7.

Εκτός όμως από τις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας θα εξετάσουμε και τη **μεταβατική λειτουργία (transient state)** του turbo-compound συστήματος και θα γίνει σύγκριση με το απλά στροβιλο-υπερπληρωμένο αντίστοιχο του.



Σχήμα 5.2: Σύνθετα στροβιλο -  
υπερπληρωμένος κινητήρας



Σχήμα 5.3: Σύνθετος κινητήρας  
φυσικής αναπνοής

Όσον αφορά το υπολογιστικό κομμάτι του προγράμματος πρέπει να αναφέρουμε ότι όλες οι διεργασίες εντός του κυλίνδρου γίνονται σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (filling and emptying method). Για τη μοντελοποίηση της καύσης χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις του Wiebe και για τις απώλειες θερμότητας η σχέση του Woschni. Ακόμη για την επίλυση των εξισώσεων της πολλαπλής εξαγωγής χρησιμοποιείται η μέθοδος των χαρακτηριστικών (pressure wave action simulation).

## 5.3 Το μοντέλο προσομοίωσης

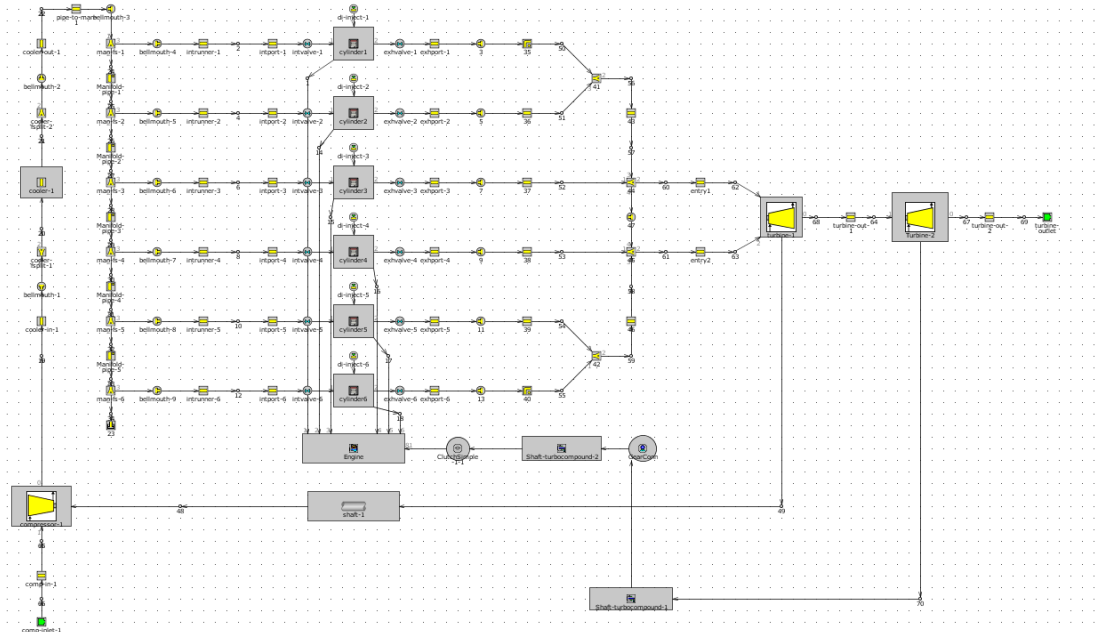
### 5.3.1 Ο κινητήρας Diesel

Ο κινητήρας ο οποίος μοντελοποιήθηκε στην παρούσα εργασία βασίζεται στον Mercedes Benz OM-366 LA, μονάδα του οποίου διαθέτει το Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΕΜΠ. Τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά αυτού του κινητήρα φαίνονται στον Πίνακα 5.1 που ακολουθεί. Πρέπει επιπλέον να σημειώσουμε ότι η σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων είναι η 1-5-3-6-2-4.

Μέγεθος	Συμβολισμός	Τιμή
Διάμετρος εμβόλου	D	97,5 mm
Διαδρομή εμβόλου	s=2r	133 mm
Μήκος διωστήρα	L	230 mm
Αριθμός κυλίνδρων	z	6
Όγκος εμβολισμού κυλίνδρου	$V_h = \frac{\pi D^2}{4} s$	993cm <sup>3</sup>
Συνολικός Όγκος εμβολισμού	$V_H = zV_h$	5958cm <sup>3</sup>

Πίνακας 5.1: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά κινητήρα Diesel

Παρακάτω γίνεται μια σύντομη περιγραφή των κύριων στοιχείων που αποτελούν το μοντέλο της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης. Το σύνθετο (compound) μοντέλο του κινητήρα φυσικής αναπνοής προκύπτει από το προαναφερθέν με την αφαίρεση του συστήματος του στροβιλοσυμπιεστή. Θα αναφερθούν τόσο τα βασικά γεωμετρικά δεδομένα των επιμέρους τμημάτων, όσο και οι αρχικές συνθήκες θερμοκρασίας που επιλέχθηκαν για κάθε ένα από αυτά τα κομμάτια.



Σχήμα 5.4: Το μοντέλο σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης

### 5.3.2 Στοιχεία μοντέλου προσομοίωσης

#### 5.3.2.1 Πολλαπλή εισαγωγής

Η πολλαπλή εισαγωγής (intake manifold) είναι το τμήμα της μηχανής μέσω του οποίου γίνεται η εισαγωγή του αέρα στους κυλίνδρους.

Αποτελείται από σωλήνες (pipes) και διακλαδώσεις σωλήνων (flow splits), οι οποίοι έχουν αριθμημένες θυρίδες έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η σωστή και αυστηρά προκαθορισμένη ροή του αέρα προς τους κυλίνδρους. Στην παρούσα εργασία θεωρούμε ότι οι σωλήνες εισαγωγής του κινητήρα είναι κάθετοι στον σωλήνα εισόδου της πολλαπλής εισαγωγής.

### 5.3.2.2 Σωλήνες εισαγωγής

Οι σωλήνες εισαγωγής (intake runners) συνδέουν την πολλαπλή εισαγωγής του κινητήρα με τη θυρίδα εισαγωγής των κυλίνδρων. Η διάμετρος τους ορίστηκε ίση με  $40\text{mm}$  και το μήκος τους ίσο με  $120\text{mm}$ , ενώ ως υλικό κατασκευής τους χρησιμοποιήθηκε ο χυτοσίδηρος (cast iron), έτσι ώστε να προσομοιώνεται η τραχύτητα της επιφάνειας και με αυτό το τρόπο να υπολογίζονται οι απώλειες πίεσης της εισερχόμενης ροής.

### 5.3.2.3 Αυλοί εισαγωγής και εξαγωγής

Η διάμετρος των αυλών εισαγωγής (intake ports) ορίστηκε ίση με  $40\text{mm}$ , έτσι ώστε να ταιριάζει με τη διάμετρο των σωλήνων εισαγωγής. Το μήκος τους ισούται με  $80\text{mm}$ . Το υλικό κατασκευής τους θεωρείται ομοίως ο χυτοσίδηρος. Για να μπορέσει το πρόγραμμα να τρέξει θα πρέπει να ορισθεί μια αρχική θερμοκρασία στα τοιχώματα τους η οποία ορίζεται ίση με  $450\text{K}$ , ενώ ορίζουμε και ένα πολλαπλασιαστική μεταφοράς θερμότητας για να προσομοιωθεί η μεταφορά θερμότητας από τις θερμές βαλβίδες που έπονται των αυλών εισαγωγής προς αυτές. Ο συντελεστής αυτός ορίζεται ίσος με 1,5 .

Οι αυλοί εξαγωγής (exhaust ports) των κυλίνδρων έχουν διάμετρο  $30\text{mm}$  και μήκος  $60\text{mm}$ , ενώ θεωρούνται κατασκευασμένοι από χυτοσίδηρο, όπως και οι αυλοί εισαγωγής. Η θερμοκρασία των τοιχωμάτων τους όπως και σε όλη την πολλαπλή εξαγωγής είναι πολύ μεγαλύτερη της πολλαπλής εισαγωγής και την ορίζουμε αρχικά στους  $900\text{K}$ .

### 5.3.2.4 Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής

Οι βαλβίδες εισαγωγής (intake valves) έχουν διάμετρο  $42\text{mm}$  και ανοίγουν  $15^\circ$  πριν το ΑΝΣ, όπου σύμφωνα με τον θεωρητικό κύκλο αρχίζει η φάση της εισαγωγής του αέρα και κλείνουν  $82^\circ$  μετά το ΚΝΣ και την έναρξη της συμπίεσης.

Οι βαλβίδες εξαγωγής (exhaust valves) είναι μικρότερες από τις εισαγωγής, έχοντας διάμετρο  $36\text{mm}$ , διότι εν γένει είναι πιο εύκολη η εξαγωγή των καυσαερίων από τους κυλίνδρους, η οποία υποβοηθείται από την εκτοπιστική δράση του εμβόλου, από ότι η εισαγωγή του αέρα εντός αυτών. Οι βαλβίδες εξαγωγής ανοίγουν  $68^\circ$  πριν το ΚΝΣ κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και κλείνουν  $24^\circ$  μετά το ΑΝΣ και την έναρξη της εισαγωγής του αέρα στους κυλίνδρους. Η μέγιστη βύθιση τόσο των βαλβίδων εισαγωγής όσο και των εξαγωγής ισούται με  $10,204\text{mm}$ .

### 5.3.2.5 Κύλινδροι

Όπως αναφέραμε και παραπάνω, ο κινητήρας που μοντελοποιήθηκε, αποτελούνταν από έξι κυλίνδρους οι βασικές διαστάσεις των οποίων φαίνονται στον Πίνακα 5.1. Εκτός όμως των διαστάσεων αυτών για να δουλέψει το πρόγραμμα θα πρέπει να ορισθούν οι αρχικές θερμοκρασίες στα όρια του κυλίνδρου.

Στο συγκεκριμένο υπολογιστικό μοντέλο ορίστηκαν τρεις θερμοκρασίες αναφορικά με τον κύλινδρο οι οποίες φαίνονται στον Πίνακα 5.2 που ακολουθεί.

Στα τοιχώματα των κυλίνδρων επιλέχθηκε αισθητά μικρότερη θερμοκρασία λόγω της εντονότερης επίδρασης της κυκλώματος ψύξης σε σχέση με τα υπόλοιπα μέρη του κυλίνδρου.

	Αρχική Θερμοκρασία (K)
Έμβολο	590
Κεφαλή Κυλίνδρου	550
Τοιχώματα Κυλίνδρου	450

Πίνακας 5.2: Αρχικές Θερμοκρασίες στα βασικά μέρη του Κυλίνδρου

Ακόμη για την καλύτερη προσομοίωση των συνθηκών μεταφοράς θερμότητας εντός του κυλίνδρου χρησιμοποιούνται δύο ακόμη συντελεστές οι οποίοι ονομάζονται "λόγος επιφανείας κεφαλής προς διάμετρο κυλίνδρου" (head/bore area ratio) και "λόγος επιφανείας έμβολου προς διάμετρο κυλίνδρου" (piston/bore area ratio). Αυτοί οι συντελεστές χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας προς την κεφαλή του κυλίνδρου και προς το έμβολο ανάλογα με τη γεωμετρία των επιφανειών τους, αν δηλαδή η κεφαλή είναι σφηνοειδής ή κωνική και αν το έμβολο διαθέτει κοιλότητα ή όχι. Οι τιμές που δώσαμε σε αυτούς τους συντελεστές ήταν 1 και 1,2 αντίστοιχα.

Επιπλέον χρησιμοποιήσαμε ένα συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μέσω ακτινοβολίας (radiation multiplier) στον οποίο εκχωρήσαμε την τιμή 1, καθώς μελετάμε τη λειτουργία κινητήρα Diesel στους οποίους υπάρχει έντονη μεταφορά θερμότητας μέσω ακτινοβολίας, λόγω της υψηλής συγκέντρωσης σωματιδίων αιθάλης εντός των κυλίνδρων. Αντίθετα στους κινητήρες Otto αυτός ο συντελεστής θα έπαιρνε την τιμή 0.

### 5.3.2.6 Εγχυτήρες καυσίμου

Οι εγχυτήρες καυσίμου (fuel injectors) οι οποίοι χρησιμοποιήθηκαν στη συγκεκριμένη εργασία έχουν έξι (6) οπές και διάμετρο οπής 0,3mm. Η προπορεία έγχυσης είναι ίση με 5° στο απλά και στο σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένο σύστημα και ίση με 8° στον φυσικής αναπνοής και στο σύνθετο αντίστοιχο του. Η μέγιστη πίεση έγχυσης του καυσίμου ορίζεται στα 1000 bar, ενώ το εγχυόμενο καύσιμο είναι τυπικό καύσιμο diesel. Η μικρή αλλαγή στην προπορεία γίνεται διότι στους κινητήρες φυσικής αναπνοής λόγω των μικρότερων θερμοκρασιών που επικρατούν εντός των κυλίνδρων τους απαιτείται περισσότερος χρόνος για την εκτέλεση των διαδικασιών της καύσης.

Η εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου καθορίζεται από τον χρήστη του προγράμματος και προσομοιώνει το πάτημα του γκαζιού από τον οδηγό του οχήματος. Το μέγεθος της εγχυόμενης ποσότητας καθορίζεται με τέτοιο τρόπο ώστε τουλάχιστον στη μόνιμη λειτουργία να διατηρείται λόγος αέρα καυσίμου  $\lambda_\alpha$  μεγαλύτερος της μονάδας, να μην παρατηρείται υπερτάχυνση της ατράκτου του στροβιλοσυμπιεστή, το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή να μην εισέρχεται στην ασταθή περιοχή και φυσικά ο κινητήρας να αποδίδει όσο μεγαλύτερη ισχύ και ροπή χωρίς να γίνονται υπερβολικές οι εκπομπές ρύπων (αιθάλη,  $NO_x$ ).

### 5.3.2.7 Πολλαπλή εξαγωγής

Η πολλαπλή εξαγωγής (exhaust manifold) του κινητήρα είναι έτσι διαμορφωμένη ώστε τα καυσαέρια της MEK να οδηγούνται μέσω δύο διαδρομών στον στρόβιλο του συστήματος στροβιλο-υπερπλήρωσης. Για αυτό τον λόγο, τα καυσαέρια των κυλίνδρων 1-2-3 καταλήγουν σε διαφορετική πολλαπλή σε σχέση με



τα καυσαέρια των κυλίνδρων 4-5-6. Έτσι καταλήγουμε στο να έχει ο στρόβιλος δύο εισόδους, μια για κάθε τριάδα κυλίνδρων. Επιπλέον, για την προσομοίωση των διαρροών που μπορεί να υπάρχουν οι δύο πολλαπλές ενώνονται πριν καταλήξουν στον στρόβιλο με μια μικρή οπή (leakage).

Τέλος οι σωλήνες εξαγωγής των δύο ακραίων κυλίνδρων (1 και 6) δεν είναι ευθύγραμμοι αλλά καμπύλοι, έτσι ώστε να ενώνονται με τους διπλανούς σωλήνες και να κατευθύνεται το καυσαέριο προς τον στρόβιλο με όσο το δυνατόν μικρότερες απώλειες.

### 5.3.2.8 Στροφαλοφόρος άτρακτος

Ένα από τα βασικότερα μέρη του συστήματος είναι η στροφαλοφόρος άτρακτος (crankshaft) πάνω στην οποία συνδέονται οι κύλινδροι.

Όταν μελετάμε τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα τότε ορίζουμε την ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου και με βάση το δεδομένο αυτό, σε συνδυασμό με τον νόμο έγχυσης του καυσίμου, το πρόγραμμα προσεγγίζει τη λύση η οποία δίνεται μεταβάλλοντας τις τιμές των υπολοίπων μεταβλητών (πχ ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή).

Στο στοιχείο αυτό καθορίζονται επίσης ο τύπος του κινητήρα, ότι πρόκειται δηλαδή για έναν 4-Χ κινητήρα, η αδράνειά του (engine effective rotating inertia), η σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων, η οποία για το συγκεκριμένο εξακύλινδρο κινητήρα είναι όπως έχουμε αναφέρει η 1-5-3-6-2-4, καθώς και οι θέσεις των βασικών εδράνων του.

### 5.3.2.9 Ενδιάμεσο ψυγείο ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης

Στο μοντέλο το οποίο χρησιμοποιήσαμε η πίεση υπερπλήρωσης μπορεί να ξεπεράσει και τα 3 bar σε υψηλά φορτία, με αποτέλεσμα να καθίσταται απαραίτητη η εισαγωγή ενδιάμεσου ψυγείου (intercooler) μεταξύ του συμπιεστή και της πολλαπλής εισαγωγής της ΜΕΚ.

Σκοπός του ψυγείου είναι η μείωση της θερμοκρασίας του αέρα εισαγωγής και εν συνεχεία η αύξηση της πυκνότητας του. Παράλληλα όμως παρατηρείται και μια πτώση πίεσης του αέρα καθώς διέρχεται μέσα από τις μικρές σωληνώσεις του ψυγείου. Αυτά τα δύο στοιχεία ελέγχονται από τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (heat transfer multiplier) και τον συντελεστή τριβής (friction multiplier), οι οποίοι τέθηκαν ίσοι με 8 και 1 αντίστοιχα. Ακόμη επιλέξαμε το πλήθος των σωλήνων οι οποίοι απαρτίζουν το ψυγείο να είναι ίσο με 1000, έχοντας σταθερή διάμετρο 2.6mm και μήκος 300mm.

Στην είσοδο και στην έξοδο του ψυγείου υπάρχει από ένα στοιχείο διακλάδωσης, έτσι ώστε να γίνεται σωστά η καθοδήγηση της ροής προς και από το ψυγείο.

### 5.3.2.10 Συμπιεστής

Ο συμπιεστής ο οποίος χρησιμοποιήθηκε είναι ένα πρότυπο ακτινικού συμπιεστή το οποίο παρέχεται από τη βιβλιοθήκη του προγράμματος. Το ταίριασμα του με τον κινητήρα γίνεται μεταβάλλοντας το συντελεστή παροχής μάζας (mass multiplier), ο οποίος καθορίζει την παροχή μάζας μέσα από τον συμπιεστή

και έμμεσα το μέγεθος του. Ο συντελεστής παροχής μάζας επιλέχθηκε να είναι ίσος με 0,69.

Η είσοδος του συμπιεστή συνδέεται με το περιβάλλον, όπου επικρατούν ατμοσφαιρικές συνθήκες πίεσης 1 bar και θερμοκρασίας 298K, ενώ η έξοδος του συνδέεται με το ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης, το οποίο παρουσιάστηκε προηγουμένως.

#### 5.3.2.11 Στρόβιλος

Όπως και με τον συμπιεστή, χρησιμοποιείται και εδώ το αντίστοιχο πρότυπο του ακτινικού στρόβιλου, σε συνδυασμό με τον πρότυπο χάρτη που δίνεται στη βιβλιοθήκη του GT-Power. Έχοντας επιλέξει την τιμή 0,69 για τον συντελεστή παροχής μάζας του συμπιεστή κάνουμε δοκιμές στον αντίστοιχο συντελεστή του στρόβιλου, ώστε να επιτύχουμε το ταίριασμα του ζεύγους του στροβιλοσυμπιεστή με τη ΜΕΚ.

Στην ουσία δηλαδή προσπαθούμε να επιλέξουμε ένα ζεύγος το οποίο θα παρέχει κατάλληλη ποσότητα αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου, επιτρέποντας στο πρόγραμμα να συγκλίνει σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας εξασφαλίζοντας τη σωστή λειτουργία του συμπιεστή. Με αυτόν τον όρο εννοούμε ότι ο συμπιεστής δεν πρέπει να ξεπεράσει τη γραμμή πάλμωσης αλλά ούτε και να βγει εκτός των ορίων του χάρτη του, ενώ παράλληλα πρέπει να τηρείται το ισοζύγιο ενέργειας στην άτρακτο του ζεύγους και να παρουσιάζει υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Ο συντελεστής αυτός ύστερα από δοκιμές τέθηκε ίσος με 0,89.

Αναφορικά με την είσοδο του στρόβιλου έχουμε ότι τροφοδοτείται από δύο διόδους, μια για κάθε τριάδα κυλίνδρων. Η έξοδος αυτού του στρόβιλου συνδέεται μέσω σωλήνα με την είσοδο του στρόβιλου ισχύος.

#### 5.3.2.12 Ατράκτος ζεύγους στροβιλοσυμπιεστή

Ο στρόβιλος και ο συμπιεστής του στροβιλοσυμπιεστή είναι ενωμένοι μέσω μιας ατράκτου (turbo shaft) η οποία χρησιμεύει στη μεταφορά της ισχύος από τον στρόβιλο στον συμπιεστή, έτσι ώστε να κινηθούν τα πτερύγια του δεύτερου και να γίνει η αναρρόφηση αέρα.

Για την έναρξη του προγράμματος ο χρήστης καλείται να δώσει μια αρχική τιμή για την ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου, η οποία πρέπει να είναι όσο το δυνατόν πιο κοντά στην πραγματική, ώστε να μπορέσει το πρόγραμμα να συγκλίνει γρήγορα και στην περίπτωση των χαμηλών στροφών του κινητήρα (1000 - 1250 rpm) να μην αποκλίνει οριστικά. Η ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου του ζεύγους θα συνεχίσει να μεταβάλλεται για όσο διάστημα η ισχύς που παράγεται στον στρόβιλο είναι διαφορετική από αυτήν που απαιτεί ο συμπιεστής και μέχρι να συγκλίνουν όλες οι παράμετροι του προγράμματος.

Στα παραδείγματα μεταβατικής λειτουργίας είναι απαραίτητο να δώσουμε μια αντιπροσωπευτική τιμή για την αδράνεια της ατράκτου, πράγμα που θα αναφερθεί στο Κεφάλαιο 7.

#### 5.3.2.13 Στρόβιλος Ισχύος

Ο στρόβιλος ισχύος είναι υπεύθυνος για την περαιτέρω αποτόνωση των καυσαερίων του στρόβιλου του ζεύγους του στροβιλοσυμπιεστή.

Όπως και με τον προηγούμενο στρόβιλο έτσι και αυτός βασίστηκε πάνω στον πρότυπο ακτινικό στρόβιλο του προγράμματος. Μεγάλο μέρος της εργασίας αφιερώθηκε στον εντοπισμό του κατάλληλου αριθμού για το μέγεθος της παροχής μάζας, έτσι ώστε ο κινητήρας να φτάνει σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας για όλο το εύρος στροφών που μελετήσαμε. Ο συντελεστής αυτός βρέθηκε ίσος με 1,56.

Στην περίπτωση του σύνθετου συστήματος φυσικής αναπνοής ο συντελεστής αυτός επιλέχθηκε ίσος με 0,98. Η επιλογή του έγινε μετά από δοκιμές και αφού εξακριβώθηκε ότι σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής ο βαθμός απόδοσης του στρόβιλου ήταν αρκετά υψηλός, ενώ παράλληλα έπρεπε να λειτουργεί με τη διαθέσιμη πίεση των καυσαερίων της πολλαπλής εξαγωγής.

Η έξοδος του στρόβιλου συνδέεται με το περιβάλλον, όπου επικρατούν ατμοσφαιρικές συνθήκες πίεσης 1 bar και θερμοκρασίας 298K, όπως αναφέραμε και στην περίπτωση του συμπιεστή.

#### 5.3.2.14 Άτρακτος στρόβιλου ισχύος και μειωτήρας στροφών

Η παραγόμενη ισχύς από την αποτόνωση των καυσαερίων στον στρόβιλο ισχύος πρέπει να μεταφερθεί στη στροφαλοφόρο άτρακτο. Αυτό γίνεται μέσω ενός μειωτήρα στροφών με σταθερό λόγο μετάδοσης  $i = 25$  και μηχανικό βαθμό απόδοσης 95%. Στην πραγματικότητα, αυτό το σύστημα θα ήταν ακόμη πιο περίπλοκο, καθώς θα παρεμβαλλόταν και ο υδραυλικός συμπλέκτης, ο οποίος έχει σαν σκοπό του να διαφυλάττει τον κινητήρα από τους κραδασμούς που μπορεί να προκληθούν κυρίως κατά τη μεταβατική λειτουργία από την ασυμβατότητα μεταξύ στροφών κινητήρα και της άτρακτου. Πρέπει να σημειώσουμε ότι η άτρακτος του στρόβιλου συνδέεται στη στροφαλοφόρο έχοντας "ενημερώσει" το πρόγραμμα ότι πρόκειται για μια επιπλέον ροπή η οποία υποβοηθά στην κίνηση του στροφαλοφόρου (auxiliary torque).

Στην περίπτωση του σύνθετου κινητήρα φυσικής αναπνοής ο λόγος μετάδοσης επιλέχθηκε ίσος με  $i = 18$ , καθώς παρατηρήθηκε ότι σε περίπτωση που κρατούνταν ο ίδιος λόγος με πριν, ο βαθμός απόδοσης του στρόβιλου ισχύος θα ήταν πολύ χαμηλός.

Ακολουθεί ο Πίνακας 5.3, όπου είναι συγκεντρωμένες οι βασικές αλλαγές που γίνονται ανάμεσα στα δύο σύνθετα μοντέλα και στα απλούστερα ανάλογα με τα οποία συγκρίνονται οι επιδόσεις τους στα επόμενα δύο κεφάλαια.

	Σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση	Σύνθετος κινητήρας φυσικής αναπνοής
Βαθμός συμπίεσης κινητήρα	18:1	20:1
Προπορεία έγχυσης	- 5°	- 8°
Λόγος μετάδοσης $i$	25	18
Συντελεστής mass multiplier στρόβιλου ισχύος	1,56	0,98

Πίνακας 5.3: Διαφορές εξεταζόμενων μοντέλων

## Κεφάλαιο 6

# Αποτελέσματα ανάλυσης μόνιμης λειτουργίας

### 6.1 Εισαγωγικά

Στο παρόν κεφάλαιο αναπτύσσονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων της λειτουργίας των εξεταζόμενων κινητήρων σε μόνιμες συνθήκες (steady state). Οι κινητήρες που εξετάστηκαν όπως έχουμε αναφέρει είναι ο απλά στροβιλο-υπερπληρωμένος, ο σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένος, ο φυσικής αναπνοής καθώς και ο σύνθετος φυσικής αναπνοής.

Για να έχει νόημα η σύγκριση των επιμέρους μοντέλων, όλοι οι κινητήρες έχουν τα ίδια γεωμετρικά χαρακτηριστικά τα οποία δόθηκαν στον Πίνακα 5.1 και ίδια ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου για τα συγκρινόμενα μοντέλα, όπως φαίνεται στον Πίνακα 6.1 που ακολουθεί. Οι αλλαγές που έγιναν στα μοντέλα φαίνονται στον Πίνακα 5.3.

### 6.2 Αρχικές ρυθμίσεις

Αρχικά αφού αναφερόμαστε σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας επιβάλλουμε στο πρόγραμμα ως δεδομένη την ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου του κινητήρα, έως ότου επιτευχθεί η σύγκλιση του προγράμματος και ακολουθήσει η επίλυση του επόμενου σεναρίου (case). Εκτός αυτών όπως ήδη έχουμε αναφέρει, έχουμε ορίσει την αρχική ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης ξεκινώντας με αυτό τον τρόπο τη διαδικασία επίλυσης, η οποία μπορεί να διαρκέσει από 2 έως 6 λεπτά αναλόγως του πόσο καλή ήταν η αρχική υπόθεση για την ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου. Στην περίπτωση του κινητήρα φυσικής αναπνοής ο χρόνος σύγκλισης είναι πολύ μικρότερος, μέχρι 1 λεπτό, καθώς δεν υπάρχει το ζεύγος του στροβιλοσυμπιεστή το οποίο καθιστά πολύ πιο σύνθετο το εξεταζόμενο μοντέλο.

## 6.3 Αποτελέσματα σύνθετης υπερπλήρωσης

### 6.3.1 Εγχυόμενο καύσιμο

Έχουμε ήδη αναφέρει στο Κεφάλαιο 5, όπου παρουσιάστηκε η δημιουργία των εξεταζόμενων μοντέλων, ότι το κύριο δεδομένο για την επίλυση των σεναρίων προσομοίωσης είναι η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας, που μεταφράζεται στο πάτημα του πεντάλ επιτάχυνσης (γκάζι) από τον οδηγό.

Στην παρούσα εργασία η εξέταση της μόνιμης λειτουργίας έγινε για πλήρες φορτίο, δηλαδή το πεντάλ επιτάχυνσης θεωρείται πλήρως πατημένο και επομένως για τις δεδομένες στροφές λειτουργίας του κινητήρα εγχύεται η μέγιστη δυνατή ποσότητα καυσίμου. Ακολουθεί ο Πίνακας 6.1 που περιέχει τις σχετικές πληροφορίες. Το ποσό του καυσίμου που εγχύθηκε σε κάθε σημείο λειτουργίας ήταν τέτοιο ώστε ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καυσίμου  $\lambda_a$  και οι εκπομπές αιθάλης να είναι εντός των πλαισίων που αναμένουμε σε ένα κινητήρα Diesel.

Στροφές Κινητήρα (rpm)	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
Είδος Κινητήρα	Εγχυόμενο Καύσιμο (mg/κύκλο)								
Φυσικής Αναπνοής	46	46	45,5	43,5	42	41	40	39	38
Σύνθετα υπερπληρωμένος Φυσικής Αναπνοής	46	46	45,5	43,5	42	41	40	39	38
Απλά στροβιλο-υπερπληρωμένος	52,5	62	71	80	80	81	82	82	82
Σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένος	52,5	62	71	80	80	81	82	82	82

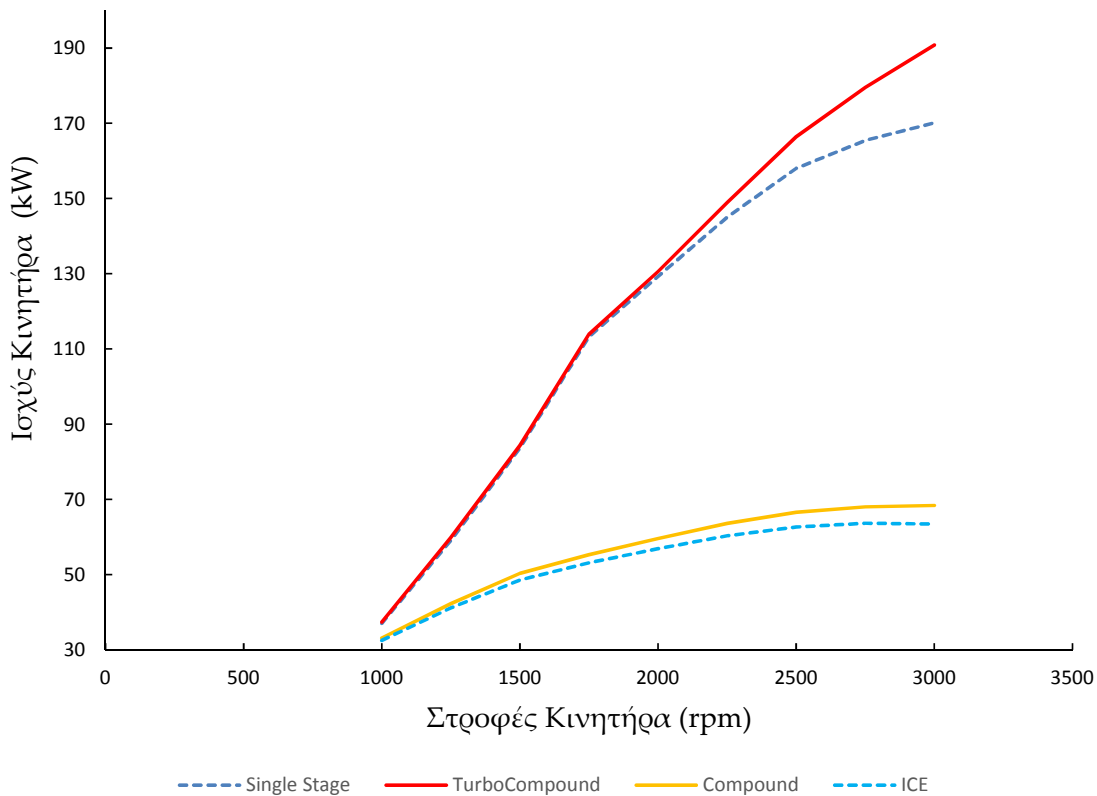
Πίνακας 6.1: Ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής της στροφαλοφόρου και το είδος του εξεταζόμενου κινητήρα

### 6.3.2 Σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένος κινητήρας

Η παρούσα παράγραφος αφιερώνεται στη σύγκριση της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης με την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση. Με κόκκινο χρώμα συμβολίζεται η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση και με μπλε η απλή.

Στο Σχήμα 6.1 που ακολουθεί παρουσιάζεται η μεταβολή στην παραγόμενη ισχύ του κινητήρα και για τις τέσσερις περιπτώσεις που εξετάστηκαν. Αναφορικά με τις δύο που μας ενδιαφέρουν πρωτίστως, παρατηρούμε ότι από τις 1000 έως τις 2000 rpm η παραγόμενη ισχύς δεν αλλάζει επί της ουσίας και μένει στα ίδια επίπεδα με την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση. Αντίθετα από τις 2000 έως τις 3000 rpm υπάρχει μια εμφανής αύξηση στην παραγόμενη ισχύ η οποία φτάνει σε ποσοστό το 12% στις 3000 rpm και για λειτουργία στο πλήρες φορτίο.

Όπως ακόμη είναι εμφανές, οι περιπτώσεις του κινητήρα φυσικής αναπνοής και του compound αντίστοιχου του, δεν μπορούν να συγκριθούν σε επιδόσεις με τις προαναφερόμενες διατάξεις για αυτό και θα ακολουθήσει ξεχωριστή μεταξύ τους σύγκριση στην παράγραφο 6.3.3.



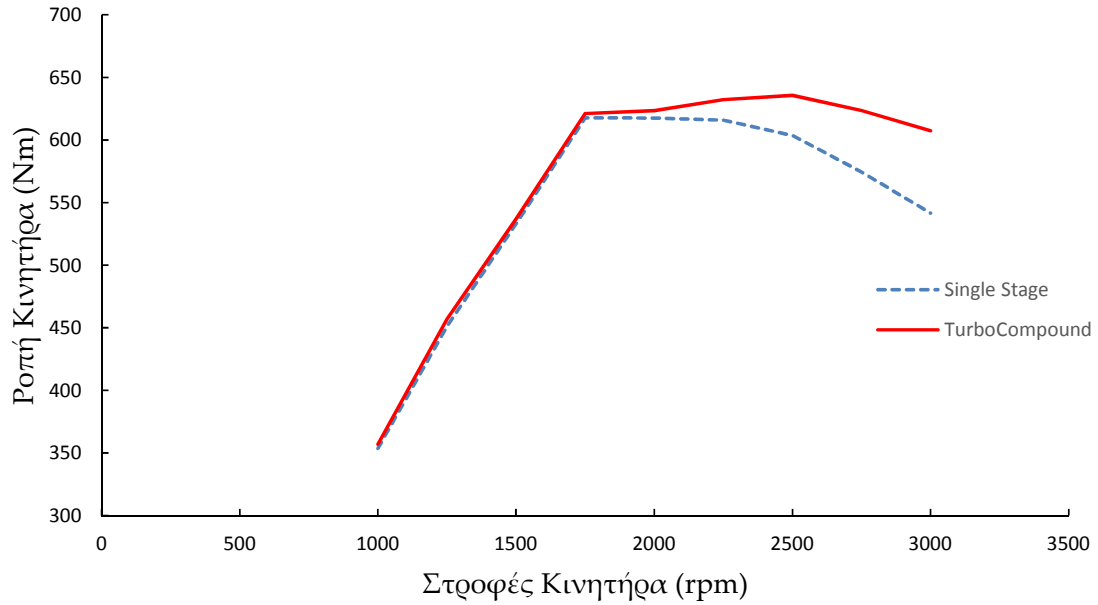
Σχήμα 6.1: Ισχύς κινητήρα για τις τέσσερις εξεταζόμενες περιπτώσεις

Έπεται το Σχήμα 6.2 στο οποίο γίνεται εμφανής η αντίστοιχη με την αύξηση της ισχύος, αύξηση της παρεχόμενης από τον κινητήρα ροπής. Αυτό το μέγεθος είναι ιδιαίτερα σημαντικό στις εφαρμογές αυτοκίνησης, όπου οι υψηλές τιμές ροπής δίνουν τη δυνατότητα υπερνίκησης μεγαλύτερων εξωτερικών φορτίων και εν τέλει πιο γρήγορη επιτάχυνση και άρα καλύτερη οδηγισιμότητα.

Παρατηρώντας το Σχήμα 6.2 βλέπουμε ότι η ποσοστιαία αύξηση της ροπής είναι ίδια με της ισχύος για συγκεκριμένες στροφές λειτουργίας, κάτι το οποίο είναι αναμενόμενο, αναλογιζόμενοι την Εξίσωση 6.1, όπου με  $\omega$  συμβολίζεται η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου του κινητήρα. Έτσι για συγκεκριμένες στροφές λειτουργίας του κινητήρα, η παραγόμενη ισχύς συνδέεται ευθέως με την παραγόμενη από αυτόν ροπή.

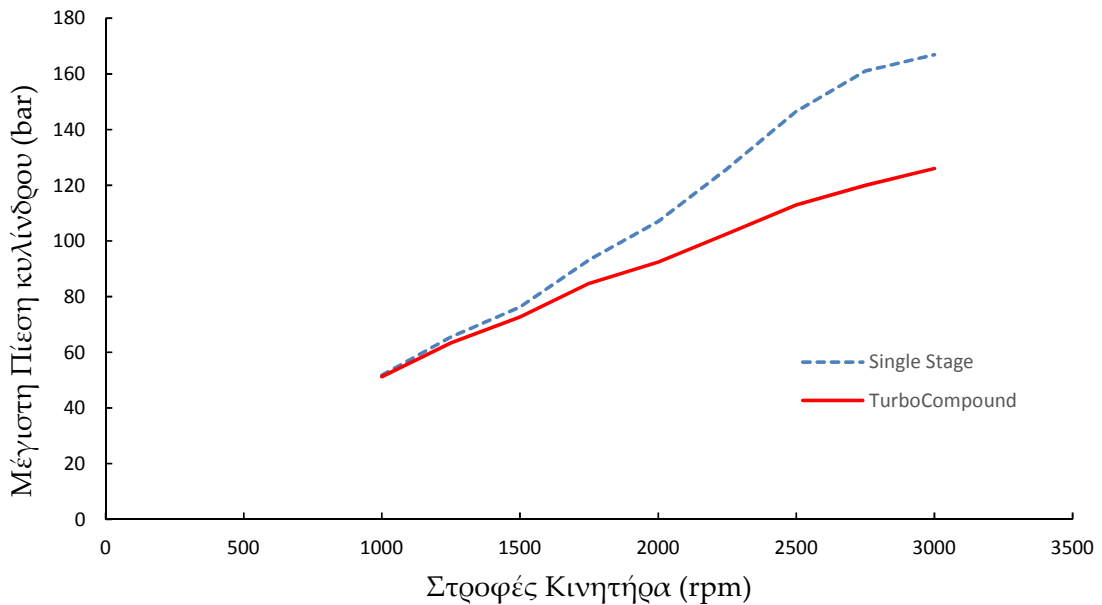
$$P_{engine} = M_{engine}\omega \quad (6.1)$$

Επιπλέον, γίνεται εμφανές ότι ενώ η μέγιστη ροπή στον απλά στροβιλο - υπερπληρωμένο κινητήρα εμφανιζόταν περίπου στις 1750 rpm, πλέον στον σύνθετο εμφανίζεται στις 2500 rpm, χωρίς να επηρεάζεται η λειτουργία στις χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής.



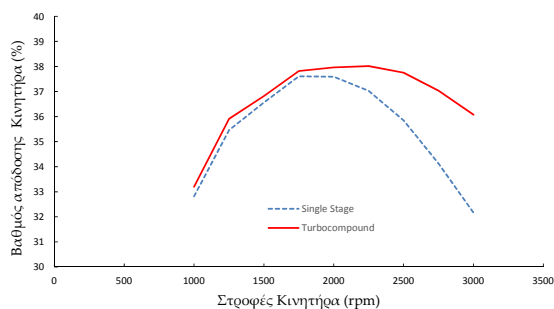
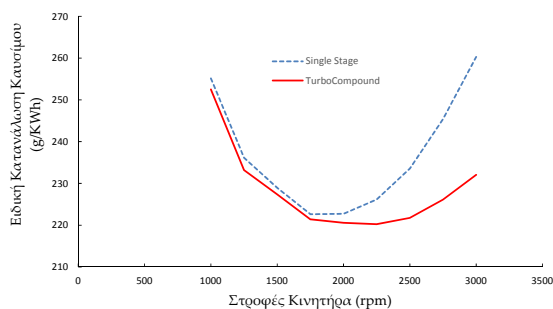
Σχήμα 6.2: Παραγόμενη ροπή κινητήρα

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει το Σχήμα 6.3, όπου βλέπουμε ότι παρ' όλη την αύξηση στη διαθέσιμη στη στροφαλοφόρο άτρακτο ροπή στην περίπτωση του turbo-compound συστήματος, οι μέγιστες πιέσεις που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου είναι πολύ μικρότερες σε σχέση με την απλή στροβίλο - υπερπλήρωση. Αυτό το γεγονός είναι αναμενόμενο λόγω των μικρότερων πιέσεων υπερπλήρωσης που επιτυγχάνονται στην πρώτη περίπτωση με τους λόγους να αναλύονται λίγο πιο κάτω. Προφανώς αυτή είναι μια θετική κατάσταση για τον κινητήρα, αφού μειώνονται τα επίπεδα φόρτισης του και επομένως αυξάνει η διάρκεια ζωής του.



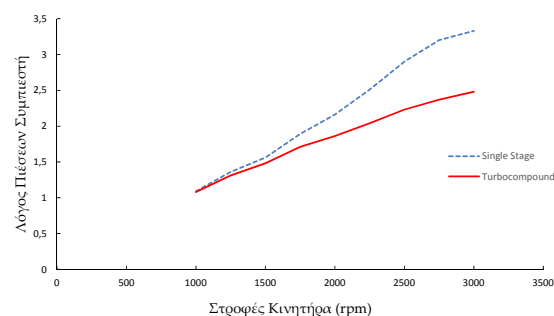
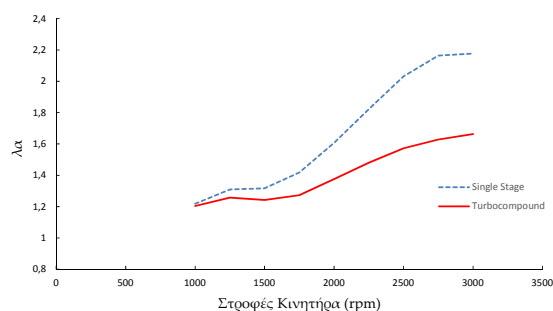
Σχήμα 6.3: Μέγιστη Πίεση που αναπτύσσεται εντός των κυλίνδρων του κινητήρα

Ακολουθούν τα Σχήματα 6.4 και 6.5 στα οποία παρουσιάζεται η θετική επίδραση του συστήματος της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης στον βαθμό απόδοσης του κινητήρα και στο "ισοδύναμο" μέγεθος της ιδανικής κατανάλωσης καυσίμου. Παρατηρούμε ότι σύμφωνα με τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων από τις 2000 rpm και άνω παρουσιάζεται σημαντική βελτίωση στον βαθμό απόδοσης της ΜΕΚ. Ειδικότερα στις 3000 rpm ο βαθμός απόδοσης έχει ανέβει από το 32,2% στο 36,1%, σημειώνοντας δηλαδή μια ποσοστιαία αύξηση της τάξης του 12,1% η οποία οφείλεται στην αυξημένη παραγωγή ισχύος τη στιγμή που εγχύεται η ίδια ποσότητα καυσίμου με το απλό σύστημα στροβιλο - υπερπλήρωσης. Για ταχύτητες περιστροφής της στροφαλοφόρου του κινητήρα κάτω από τις 2000 rpm παρατηρούμε ότι τα οφέλη στον βαθμό απόδοσης είναι μηδαμινά.



Σχήμα 6.4: Ειδ. κατανάλωση καυσίμου Σχήμα 6.5: Βαθμός απόδοσης κινητήρα

Στο Σχήμα 6.6 φαίνεται ότι η περίσσεια αέρα είναι πολύ μεγαλύτερη στην περίπτωση της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης, πράγμα το οποίο αναμέναμε, αφού ο δεύτερος στρόβιλος του turbo-compound συστήματος επιβάλλει την ύπαρξη υψηλής πίεσης κατάντη της εξόδου του πρώτου στρόβιλου με αποτέλεσμα οι λόγοι αποτόνωσης σε αυτόν να είναι πολύ χαμηλότεροι σε σχέση με πριν, παράγοντας κατ' αυτόν τον τρόπο λιγότερο ωφέλιμο έργο για την κίνηση του συμπιεστή. Αυτό με τη σειρά του συντελεί στην αναρρόφηση μικρότερης ποσότητας αέρα από τον συμπιεστή. Για αυτό τον λόγο παρατίθεται το Σχήμα 6.7 όπου παρουσιάζονται οι επιτυγχανόμενοι λόγοι συμπίεσης για κάθε μια από τις εξεταζόμενες μορφές υπερπλήρωσης.

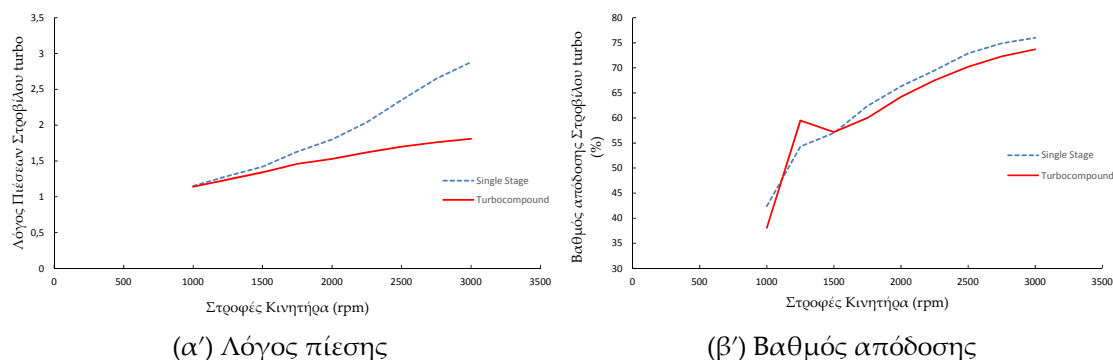


Σχήμα 6.6: Ισοδυναμία αέρα-καυσίμου Σχήμα 6.7: Λόγος πίεσης συμπίεστη

Από το Σχήμα 6.8 επιβεβαιώνεται η αρνητική επίδραση που έχει η εισαγωγή του στρόβιλου ισχύος στη λειτουργία του στρόβιλου του ζεύγους στροβιλο - υπερπλήρωσης. Έτσι ο λόγος αποτόνωσης  $\Pi_T$  δε ξεπερνά το 1,8 στο σύνθετο σύ-

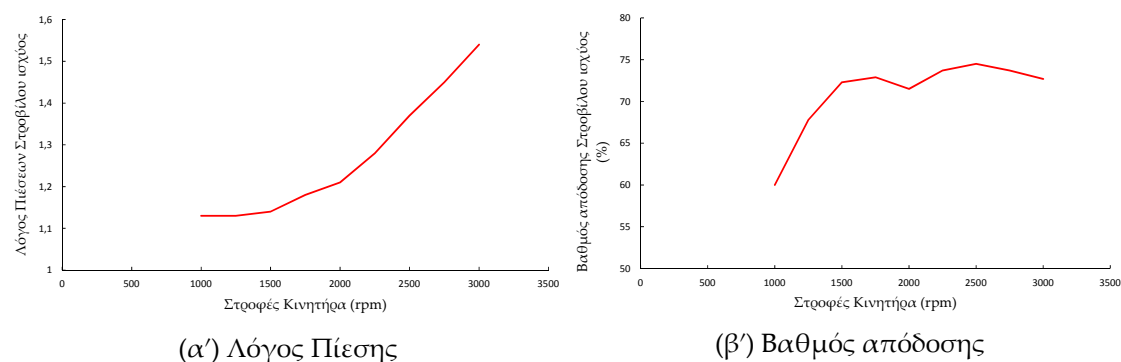


στημα, τη στιγμή που στο απλό έφτανε την τιμή 2,88, ενώ και ο βαθμός απόδοσης του είναι στις περισσότερες περιπτώσεις έως και 3% χειρότερος.



Σχήμα 6.8: Λειτουργία στροβίλου turbo

Ακολουθεί το Σχήμα 6.9, όπου πλέον παρουσιάζονται τα ίδια μεγέθη για τον στρόβιλο ισχύος. Οι λόγοι αποτόνωσης κυμαίνονται από 1,1 στις 1000 rpm έως 1,5 στις 3000 rpm. Παρατηρούμε ότι για ταχύτητες περιστροφής άνω των 1500 rpm ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου είναι σταθερά υψηλότερος του 70 % το οποίο είναι ένα από τα ζητούμενα κατά τη μοντελοποίηση του κινητήρα. Ακόμη φαίνεται ότι οι λόγοι αποτόνωσης και άρα η συνεισφορά ισχύος είναι σημαντική για ταχύτητες άνω των 2000 rpm.



Σχήμα 6.9: Λειτουργία στροβίλου ισχύος

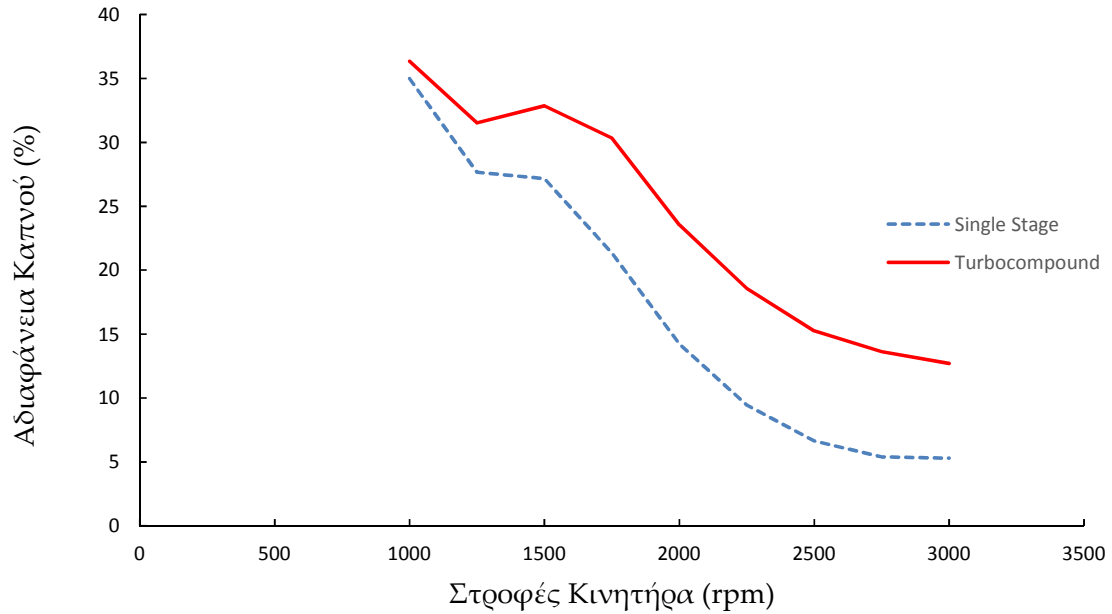
Αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων περιμένουμε επιδείνωση των αποτελεσμάτων στο σύνθετο σύστημα συγκριτικά με το απλό, λόγω της μεγαλύτερης περισσειας αέρα που επιτυγχάνεται στο δεύτερο και τη θετική επίδραση που έχει αυτός ο παράγοντας, με βάση τα όσα παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 4.

Ειδικότερα για τις εκπομπές αιθάλης γνωρίζουμε ότι αυξάνονται όταν εντός του μείγματος αέρα-καυσίμου δημιουργούνται περισσότερες περιοχές οι οποίες είναι πλούσιες σε καύσιμο. Έτσι σε κινητήρες όπως ο σύνθετα στροβιλο - υπερπληρωμένος όπου ελαττώνεται η περισσεια αέρα περιμένουμε επιδείνωση στις εκπομπές στερεών σωματιδίων.

Λόγω της αδυναμίας ενσωμάτωσης των πολύπλοκων μοντέλων υπολογισμού της παραγωγής αιθάλης στο GT-Power χρησιμοποιούμε την εμπειρική Εξίσωση 6.2, η οποία προέρχεται από τη βιβλιογραφική παραπομπή [14]. Ακολουθεί το

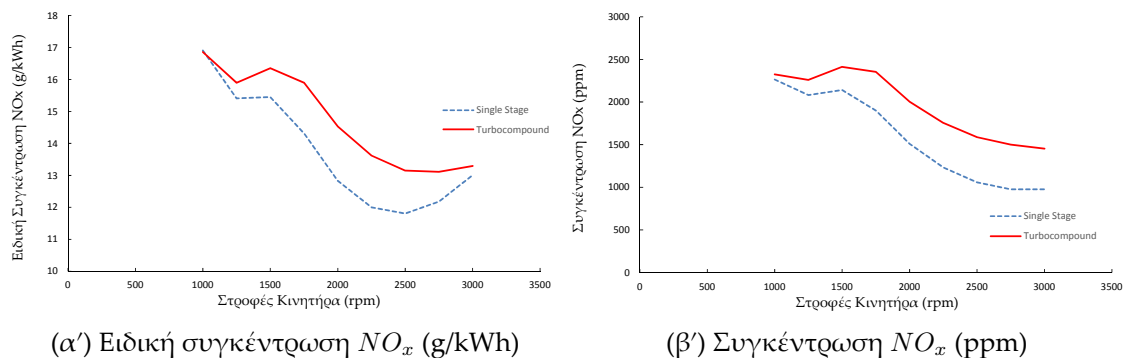
Σχήμα 6.10 στο οποίο παρουσιάζεται η αδιαφάνεια καπνού (smoke opacity) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου.

$$SmokeOpacity(\%) = 380190AFR^{-3,25} \quad (6.2)$$



Σχήμα 6.10: Αδιαφάνεια καπνού (%)

Όσον αφορά τις εκπομπές  $NO_x$  ακολουθεί το Σχήμα 6.11. Παρατηρούμε λοιπόν μια επιδείνωση της κατάστασης, η οποία οφείλεται στην ανάπτυξη μεγαλύτερων θερμοκρασιών εντός των κυλίνδρων στην περίπτωση της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης. Αυτό γίνεται γιατί και στις δύο περιπτώσεις εγχύεται η ίδια ποσότητα καυσίμου σε διαφορετική όμως περίσσεια αέρα. Έτσι στην περίπτωση της σύνθετης υπερπλήρωσης παρατηρείται πτώση της θερμοχωρητικότητας του μείγματος και συνεπακόλουθα αύξηση της θερμοκρασίας του.



(α') Ειδική συγκέντρωση  $NO_x$  (g/kWh)

(β') Συγκέντρωση  $NO_x$  (ppm)

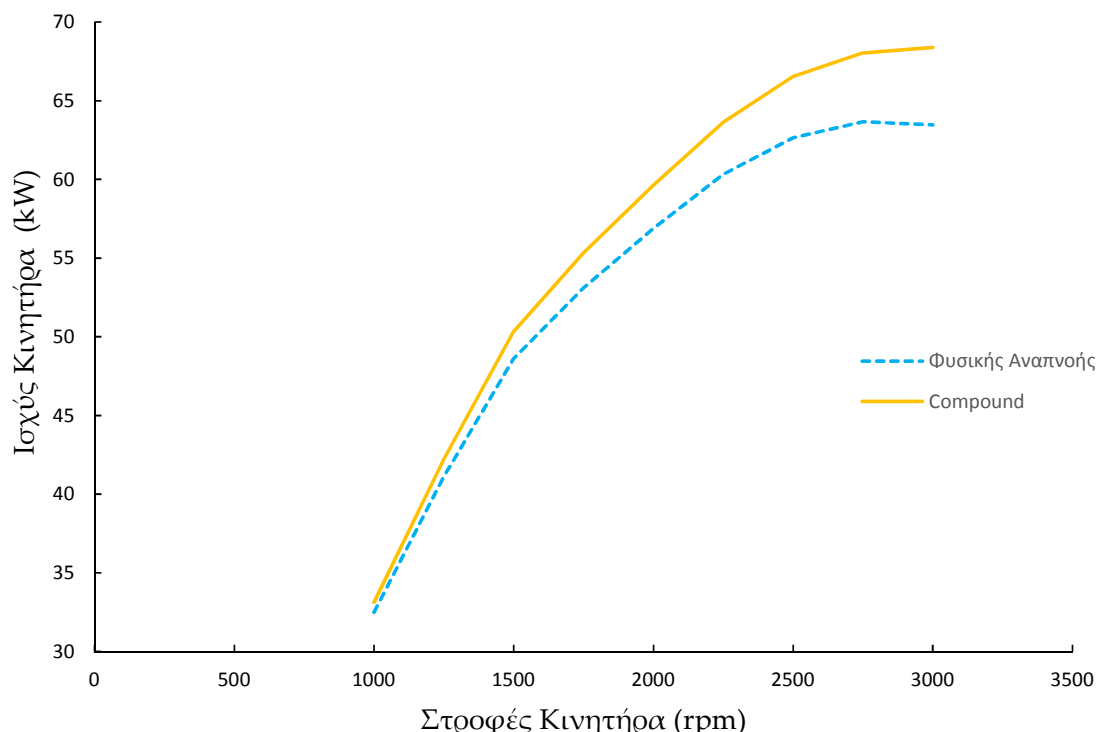
Σχήμα 6.11: Εκπομπές οξειδίων του αζώτου

### 6.3.3 Σύνθετος κινητήρας φυσικής αναπνοής

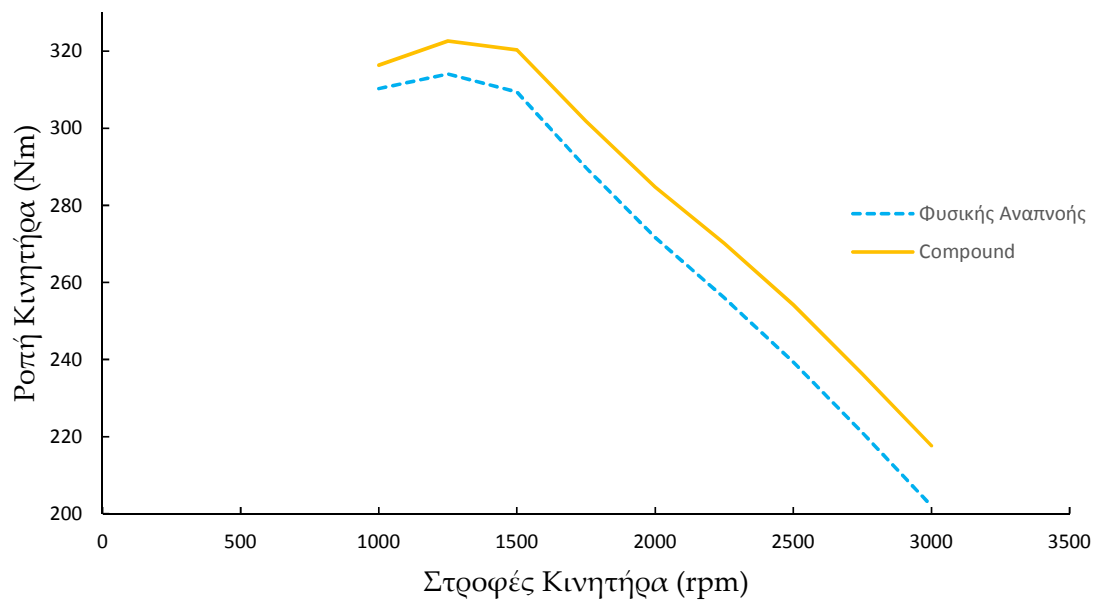
Στην παράγραφο αυτή θα γίνει η σύγκριση των επιδόσεων του κινητήρα φυσικής αναπνοής (γαλάζιο χρώμα) και του αντίστοιχου του που περιλαμβάνει τη μηχανική σύνδεση της ατράκτου του στροβίλου ισχύος στη στροφαλοφόρο (πορτοκαλί χρώμα). Πρέπει να αναφερθεί ότι δεν έχει αλλάξει ο χρονοσμός των βαλβίδων εξαγωγής σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση που εξετάστηκε.

Αρχικά παρατηρούμε τα Σχήματα 6.12 και 6.13 στα οποία φαίνεται η απολύτως θετική επίδραση της εισαγωγής του στροβίλου ισχύος μετά την πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα. Η αύξηση αυτή είναι της τάξεως του 2% για ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ίση με 1000 rpm και αγγίζει το 8% στις 3000 rpm.

Το αποτέλεσμα αυτό είναι αναμενόμενο, από τη στιγμή που το μόνο το οποίο κάνει ο στρόβιλος είναι να αποτονώνει τα καυσαέρια της πολλαπλής εξαγωγής εκμεταλλευόμενος τη μικρή πίεση τους, χωρίς να εμποδίζει σε τίποτα τη λειτουργία της υπόλοιπης ΜΕΚ. Η πίεση των καυσαερίων κυμαίνεται από 1,07 bar στις 1000 rpm έως περίπου 1,32 bar στις 3000 rpm και για πλήρες φορτίο. Αυτές οι πιέσεις είναι αρκετά χαμηλές και για αυτό οι επιδόσεις του κινητήρα που χρησιμοποιεί αυτή την τεχνική ανάκτησης ενέργειας, δεν είναι συγκρίσιμες με την απλή και τη σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση. Στα μερικά φορτία αναμένεται να είναι μικρότερα τα οφέλη, ιδιαίτερα δε για πολύ χαμηλές ταχύτητες περιστροφής. Σε αυτό το σημείο λοιπόν θα ήταν χρήσιμη η ανάπτυξη ενός συστήματος ελέγχου, που θα επιτρέπει την παράκαμψη του στροβίλου ισχύος όταν δεν παρουσιάζονται πλέον οφέλη από την εφαρμογή του.

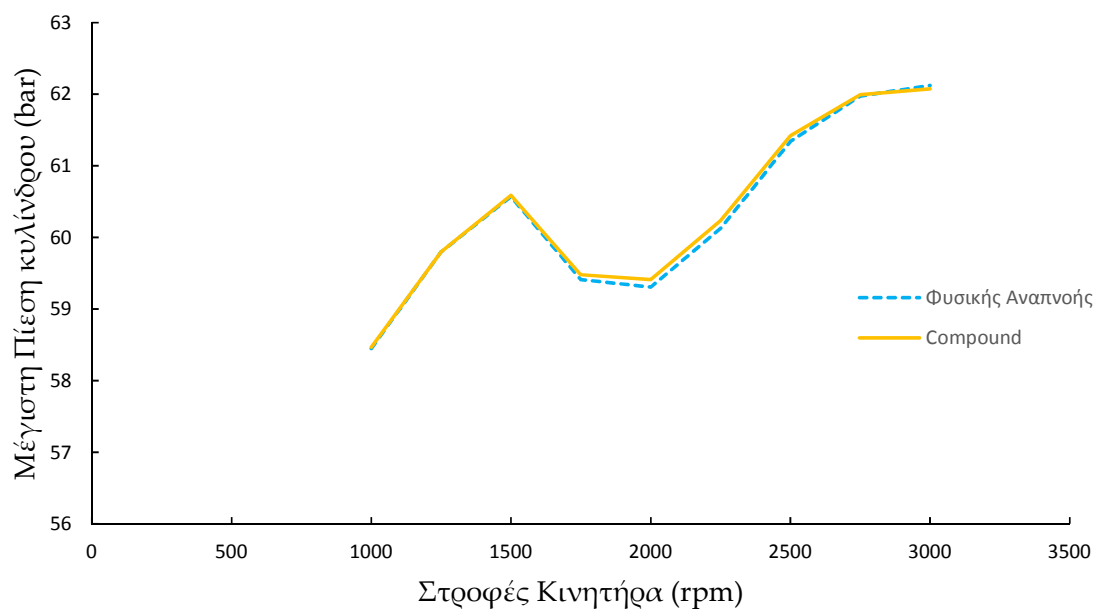


Σχήμα 6.12: Παραγόμενη ισχύς κινητήρα



Σχήμα 6.13: Παραγόμενη ροπή κινητήρα

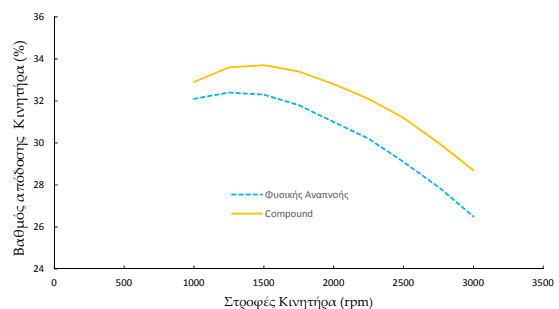
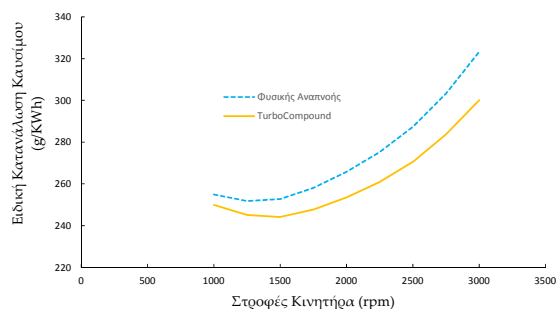
Σε αντίθεση της μείωσης των μέγιστων πιέσεων εντός των κυλίνδρων της ΜΕΚ που επέφερε η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση όπως παρουσιάστηκε στο Σχήμα 6.3 της προηγούμενης παραγράφου, εδώ δεν παρατηρείται καμία αλλαγή από την εισαγωγή του στροβίλου ισχύος, αφού δεν επηρεάζεται η εσωτερική λειτουργία των κυλίνδρων. Ενδεικτικό είναι το Σχήμα 6.14.



Σχήμα 6.14: Μέγιστη πίεση που αναπτύσσεται εντός των κυλίνδρων του κινητήρα

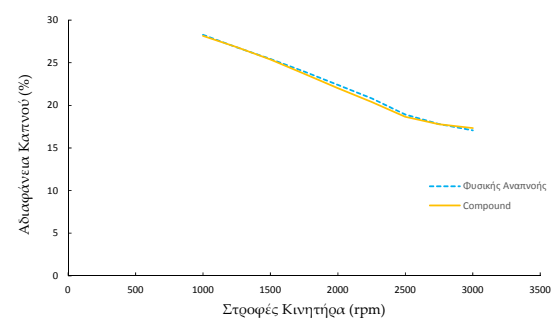
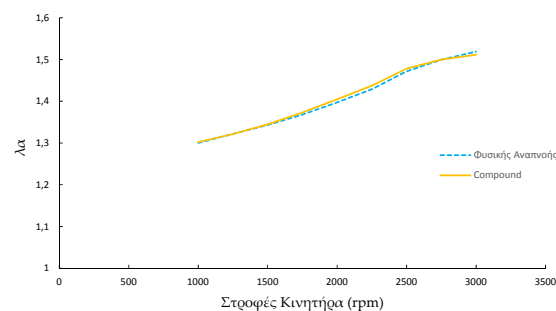
Στα Σχήματα 6.15 και 6.16 φαίνεται η βελτίωση του βαθμού απόδοσης (ή αντίστοιχα η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου) στην compound έκ-

δοση του κινητήρα σε σχέση με τον κινητήρα φυσικής αναπνοής, η οποία είναι αντίστοιχη της ποσοστιαίας αύξησης της ισχύος.



Σχήμα 6.15: Ειδ. κατανάλωση καυσίμου Σχήμα 6.16: Βαθμός απόδοσης κινητήρα

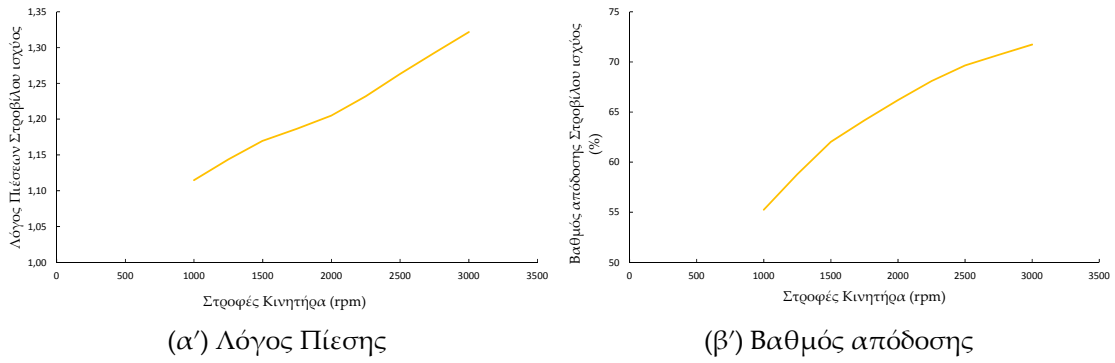
Στα Σχήματα 6.17 και 6.18 βλέπουμε ότι ελλείπει συστήματος υπερπλήρωσης ο εισερχόμενος αέρας εντός των κυλίνδρων έχει την πυκνότητα του αέρα περιβάλλοντος και εφόσον και τα δύο συστήματα ακολουθούν το ίδιο προφίλ έγχυσης καυσίμου είναι αναμενόμενο να μην αλλάζει ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καυσίμου  $\lambda_a$ . Έτσι από την Εξίσωση 6.2 δεν αναμένεται μεταβολή στη συγκέντρωση της εκπεμπόμενης αιθάλης, πράγμα που επιβεβαιώνεται.



Σχήμα 6.17: Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου

Σχήμα 6.18: Αδιαφάνεια καπνού - Εκπομπές σωματιδίων αιθάλης

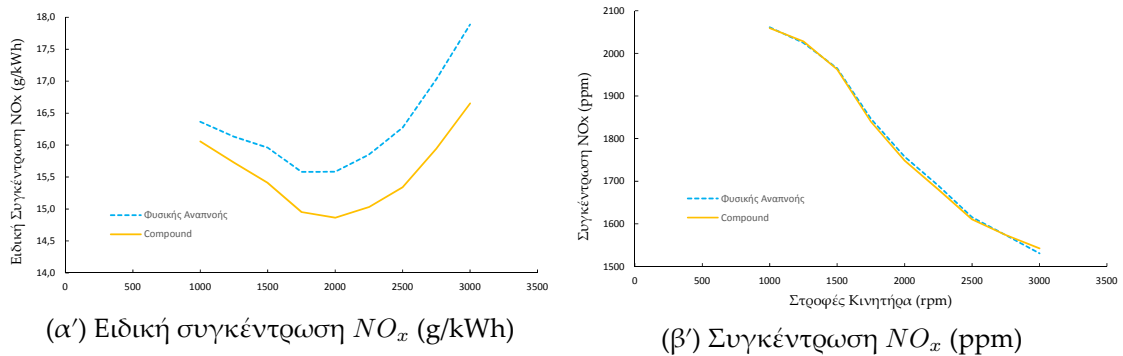
Έπεται το Σχήμα 6.19 στο οποίο περιγράφεται η λειτουργία του στροβίλου ισχύος. Παρατηρούμε ότι οι λόγοι αποτόνωσης καθορίζονται από την ίδια τη ΜΕΚ, με βάση την πίεση που έχουν τα καυσαέρια κατά την έξοδο τους από τους κυλίνδρους και για αυτό είναι ιδιαίτερα χαμηλοί. Ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ξεκινά από το 55% και φτάνει το 72% στις μέγιστες στροφές. Αυτό οφείλεται στο ότι οι στροβίλοι δεν μπορούν να λειτουργήσουν ικανοποιητικά σε πολύ μικρούς λόγους πίεσης και για αυτό κάτω από τις 1500 rpm του κινητήρα ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης δε ξεπερνά το 58%.



Σχήμα 6.19: Λειτουργία στροβίλου ισχύος

Τέλος παρατίθεται το Σχήμα 6.20, όπου φαίνεται ότι κατ' απόλυτη τιμή οι εκπομπές των αέριων ρύπων  $NO_x$  δε διαφέρουν στον κινητήρα φυσικής αναπνοής και στο σύνθετο ανάλογο του καθώς δεν έχει αλλάξει καμία από τις παραμέτρους που αναφέραμε στο Κεφάλαιο 4 και ούτε φυσικά ο λόγος  $\lambda_a$ , όπως είδαμε στο Σχήμα 6.17.

Οι ειδικές συγκεντρώσεις (συγκέντρωση/παραγόμενο έργο) είναι βελτιωμένες στον σύνθετο κινητήρα λόγω των ανώτερων επιδόσεων ισχύος που αυτός παρουσιάζει.



Σχήμα 6.20: Εκπομπές οξειδίων του αζώτου

## Κεφάλαιο 7

# Αποτελέσματα ανάλυσης μεταβατικής λειτουργίας

### 7.1 Εισαγωγικά

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων του σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας και συγκρίνεται η συμπεριφορά του σε σχέση με τον απλά στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα.

Για να έχει νόημα η σύγκριση των επιδόσεων των δύο εξεταζόμενων κινητήρων, επιλέχθηκαν τα ίδια γεωμετρικά χαρακτηριστικά (βλ. Πίνακα 5.1) και στα δύο μοντέλα, ο ίδιος βαθμός συμπίεσης ίσος με  $\varepsilon = 18$ , οι ίδιες ροπές αδράνειας για τα κοινά στοιχεία των δύο μοντέλων, καθώς και το ίδιο ζεύγος στροβιλοσυμπιεστή. Το πιο σημαντικό στοιχείο όμως αφορά τον ακολουθούμενο νόμο έγχυσης καυσίμου σε κάθε μοντέλο ο οποίος καθορίζεται από τον χρήστη και προσομοιώνει το πάτημα του πεντάλ επιτάχυνσης από τον οδηγό του οχήματος. Περισσότερα σχετικά με αυτό παρουσιάζονται στην παράγραφο 7.3 που ακολουθεί.

### 7.2 Αρχικές ρυθμίσεις

Η προσομοίωση της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα έχει σαν συνέπεια την αλλαγή των ρυθμίσεων τις οποίες είχαμε κάνει κατά τη μόνιμη λειτουργία, όπως και κάποιες μικροαλλαγές στο χρησιμοποιούμενο μοντέλο.

Αρχικά συνδέουμε στη στροφαλοφόρο του κινητήρα το επιβαλλόμενο φορτίο (Load), το οποίο θα πρέπει να υπερνικά ο κινητήρας σε κάθε χρονική στιγμή μέχρι να ολοκληρώσει τη μετάβαση του από τις αρχικές χαμηλές στροφές στις υψηλότερες τελικές.

Σημαντικό ρόλο στον ρυθμό αύξησης της ταχύτητας περιστροφής παίζει η μορφή του επιβαλλόμενου φορτίου, η οποία στη συγκεκριμένη εργασία επιλέχθηκε να είναι τετραγωνικής μορφής, προσομοιώνοντας με αυτό τον τρόπο την αεροδυναμική αντίσταση που συναντά ένα όχημα κατά την κίνηση του. Έτσι καταλήγουμε σε μια μορφή εξίσωσης όπως αυτή παρουσιάζεται παρακάτω.

$$M_{Load}(n) = cn^2 \quad (7.1)$$

Στην Εξίσωση 7.1 συμβολίζουμε με  $n$  την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και με  $c$  μια σταθερά η οποία δίδεται στο πρόγραμμα από τον χρήστη και καθορίζεται από το αρχικό επιβαλλόμενο φορτίο. Υπολογίζεται με βάση την αρχική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα κάνοντας χρήση του δεύτερου Νόμου του Newton για περιστρεφόμενα συστήματα.

$$M_{Engine} = M_{Load} + \Theta \frac{d\omega}{dt} \quad (7.2)$$

Θεωρούμε ότι αρχικά ο κινητήρας βρίσκεται σε σταθερή κατάσταση λειτουργίας και επομένως η ταχύτητα του είναι σταθερή. Έτσι καταλήγουμε στο ότι κατά την έναρξη της επιτάχυνσης όλη η παραγόμενη ροπή του κινητήρα χρησιμοποιείται για την υπερνίκηση του αρχικού φορτίου, καταλήγοντας λοιπόν στη σχέση  $M_{Engine} = M_{Load}$ .

Όμως ήδη από το Κεφάλαιο 6 έχουμε υπολογίσει την παραγόμενη ροπή σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα και έτσι μπορούμε εν τέλει να υπολογίσουμε από την Εξίσωση 7.1 τους συντελεστές  $c$ .

Εκτός όμως από τις αλλαγές στο προσομοιούμενο μοντέλο, πρέπει το πρόγραμμα να τεθεί σε λειτουργία προσομοίωσης με βάση ένα εξωτερικά επιβαλλόμενο φορτίο (load specification) και όχι αναζητώντας ένα σημείο σταθερής λειτουργίας για συγκεκριμένες στροφές του κινητήρα (engine speed specification).

Μεγάλη σημασία για τα τελικά αποτελέσματα της μεταβατικής λειτουργίας έχουν οι ροπές αδράνειας των διαφόρων στοιχείων του μοντέλου. Οι τιμές που επιλέχθηκαν παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.1.

Όπως έγινε και με τα σενάρια που εξετάστηκαν στο Κεφάλαιο 6 αναφορικά με τις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, έτσι και εδώ ο χρήστης του προγράμματος είναι αυτός που ορίζει την ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου κάθε χρονική στιγμή προσομοιώνοντας έτσι το πάτημα του πεντάλ επιτάχυνσης από τον οδηγό του οχήματος.

Πριν αρχίσει η προσομοίωση του μοντέλου, επιλέγεται από τον χρήστη η χρονική διάρκεια, σε χρόνο κινητήρα, που θα διαρκεί το κάθε σενάριο. Έτσι επιλέγοντας 30 s σε χρόνο κινητήρα το κάθε σενάριο εκτελούνταν σε περίπου 7 λεπτά πραγματικού χρόνου. Τέλος ορίζονται η αρχική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, το αρχικώς επιβαλλόμενο φορτίο και οι αρχικές ταχύτητες περιστροφής του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης.

### 7.3 Αποτελέσματα

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων μεταβατικής λειτουργίας για τα δύο συστήματα που εξετάστηκαν, το σύστημα της απλής και της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης.

Η στρατηγική που ακολουθήθηκε αναφορικά με τον καθορισμό της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου ήταν η εξής. Αρχικά ορίσαμε ένα νόμο έγχυσης για το σύστημα της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης με γνώμονα το να μη ξεπερνάμε σε καμία χρονική στιγμή την ποσότητα καυσίμου την οποία ορίσαμε στον Πίνακα 6.1 ως μέγιστη για κάθε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (πλήρες φορτίο). Στη συνέχεια το turbo-compound σύστημα ακολουθούσε τον ίδιο νόμο έγχυσης μέχρι του χρονικού σημείου στο οποίο έφτανε τη ζητούμενη τελική ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου και εν συνεχεία άλλαζε ο νόμος για τη διατήρηση αυτής της ταχύτητας.



Πρέπει να τονισθεί ότι το προφίλ έγχυσης καυσίμου που επιλέχθηκε δεν είναι το βέλτιστο δυνατό και ούτε φυσικά το μοναδικό που μπορεί να υπάρξει, αφού προσομοιώνει έναν από τους πρακτικά άπειρους τρόπους με τον οποίο μπορεί να εκτελεστεί μια επιτάχυνση. Σκοπός λοιπόν των παρακάτω προσομοιώσεων δεν είναι να βρεθεί ο βέλτιστος νόμος για την όσο το δυνατόν γρηγορότερη μετάβαση από τη μια κατάσταση στην άλλη, αλλά η σύγκριση των δύο μεθόδων υπερπλήρωσης στην περίπτωση που ο εκάστοτε οδηγός του οχήματος πατούσε με τον ίδιο τρόπο το πεντάλ επιτάχυνσης και για τις δύο μεθόδους υπερπλήρωσης.

Στοιχείο μοντέλου	Ροπή αδράνειας [kg/m <sup>2</sup> ]
Κινητήρας	0,5
Φορτίο	7,25
Άτρακτος στροβιλοσυμπιεστή	0,0003
Άτρακτος στροβίλου ισχύος	0,001

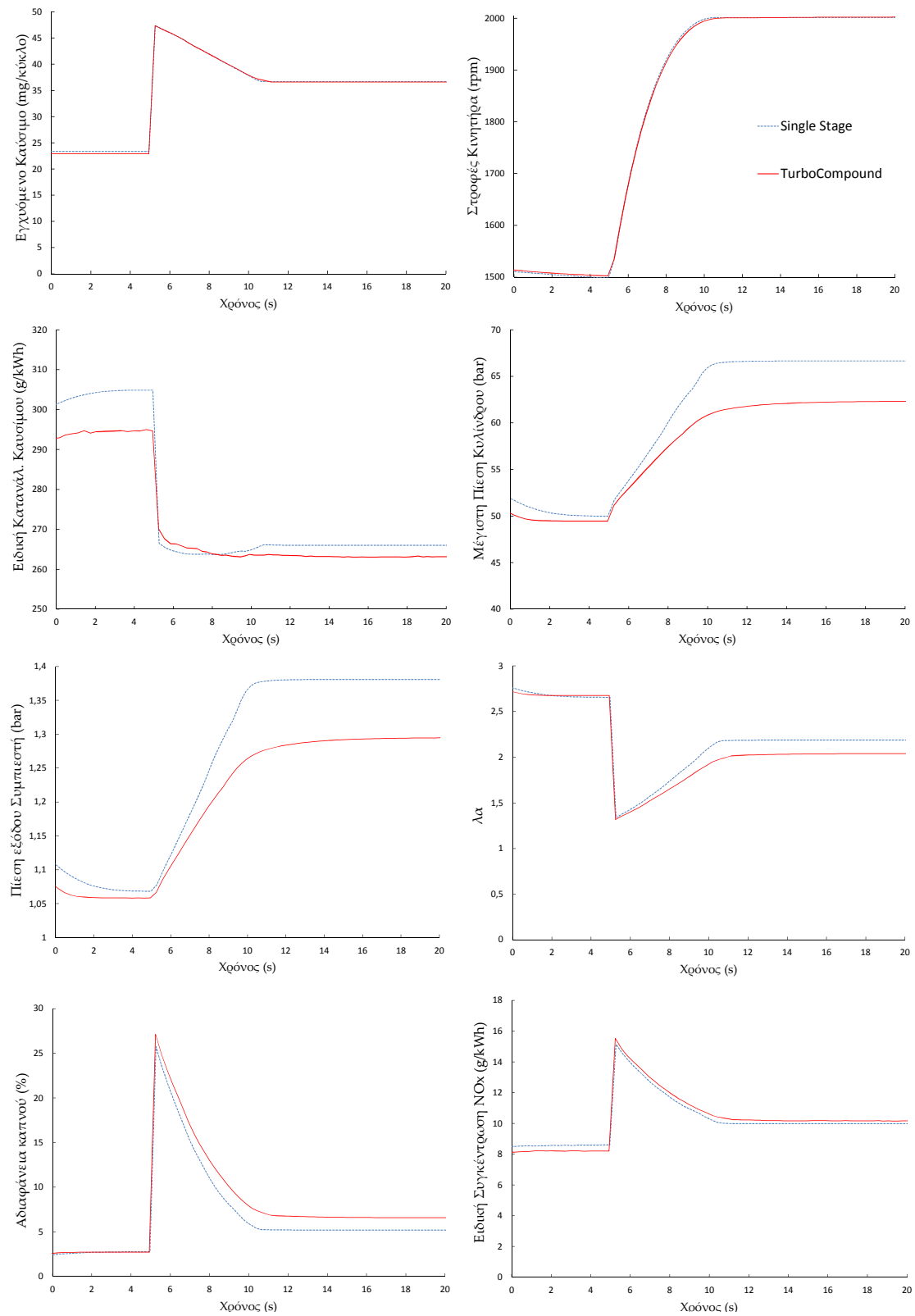
Πίνακας 7.1: Ροπές αδράνειας στοιχείων των κινητήρων

Τα σενάρια μεταβατικής λειτουργίας που εξετάστηκαν φαίνονται στον Πίνακα 7.2 που ακολουθεί. Σε κάθε σενάριο δίνεται ένα σχήμα που περιέχει τα διαγράμματα με τις κύριες επιδόσεις των δύο μοντέλων τα οποία συγκρίνονται. Με **κόκκινη** συνεχή γραμμή αντιπροσωπεύονται τα αποτελέσματα της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης και με **μπλε** διακεκομμένη της απλής.

A/A	Αρχική Ταχύτητα Κινητήρα (rpm)	Τελική Ταχύτητα Κινητήρα (rpm)	Αρχικό Φορτίο (%)	Παράγραφος
1	1500	2000	25	7.3.1
2	1500	2500	25	7.3.2
3	2000	2500	50	7.3.3
4	2000	3000	30	7.3.4
5	2000	2750	45	7.3.5
6	2250	3000	45	7.3.6
7	2500	3000	55	7.3.7

Πίνακας 7.2: Εξεταζόμενες Περιπτώσεις

7.3.1 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2000 rpm



Σχήμα 7.1: Περίπτωση 1η: Μεταβολή από 1500 σε 2000 rpm και αρχικό Φορτίο 25%

Στο Σχήμα 7.1 παρουσιάζεται η επιτάχυνση από τις 1500 στις 2000 rpm με αρχικό φορτίο 25%. Πρόκειται λοιπόν για μια μεταβολή με χαμηλό αρχικό φορτίο και μικρό εύρος επιτάχυνσης, τη στιγμή που ο κινητήρας ξεκινά από χαμηλή ταχύτητα. Θεωρητικά λοιπόν θα περιμέναμε να μην είναι εμφανής κάποια θετική επίδραση της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης.

Πράγματι όπως παρατηρούμε σε αυτή την περίπτωση η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση δεν υπερτερεί της απλής σε κανένα από τα εξεταζόμενα σημεία, εκτός της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου η οποία είναι καλύτερη καθ' όλη τη διάρκεια της μεταβολής, εξαιρουμένου ενός πολύ μικρού διαστήματος κατά την έντονη έγχυση καυσίμου όπου και πάλι η διαφορά είναι αμελητέα.

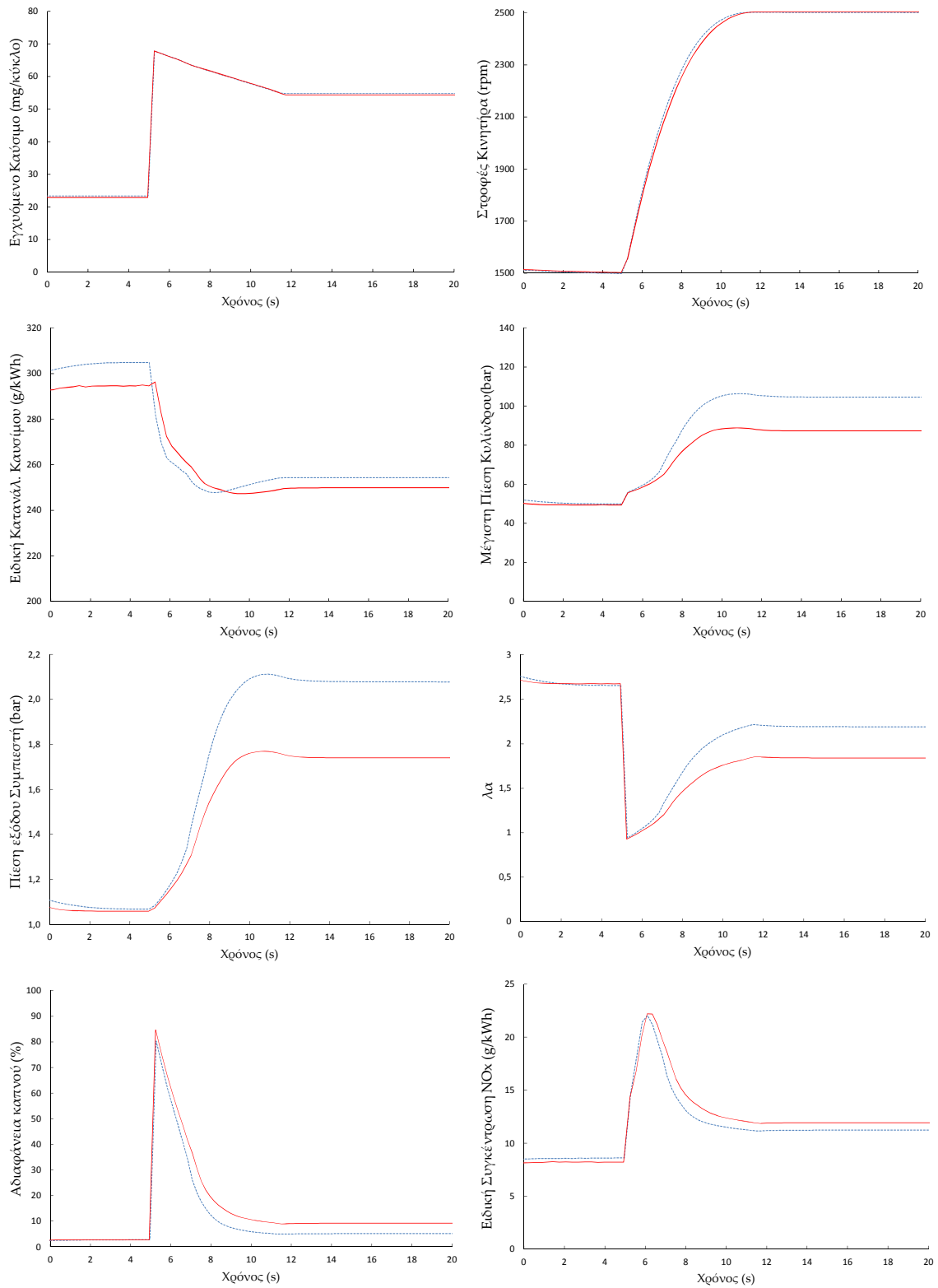
Η επιτάχυνση ολοκληρώνεται σε 5,7 s στη σύνθετη έναντι 5,15 s στην περίπτωση της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης. Η διάρκεια της επιτάχυνσης είναι μεγάλη και οφείλεται στη μικρή ποσότητα καυσίμου που εγχύθηκε στους κυλίνδρους. Έτσι η μέγιστη ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου ήταν 48 mg/κύκλο την ώρα που θα μπορούσαμε να φτάσουμε μέχρι τα 71mg/κύκλο με βάση τον Πίνακα 7.2, προσομοιώνοντας με αυτό τον τρόπο μια επιτάχυνση χαμηλής έντασης.

Παρατηρούμε λοιπόν ότι το σύνθετο σύστημα έχει αρνητική επίδραση στην απόκριση του συστήματος, διότι λόγω του πολύ χαμηλού αρχικού φορτίου και των χαμηλών στροφών στις οποίες λειτουργεί ο κινητήρας δεν είναι δυνατό να δουλέψει ικανοποιητικά ο στρόβιλος ισχύος, τη στιγμή μάλιστα που μειώνεται και η πίεση υπερπλήρωσης, πράγμα που συμβαίνει πάντοτε όπως έχουμε δει ήδη στο Κεφάλαιο 6 και θα δούμε σε όλες τις επόμενες εξεταζόμενες περιπτώσεις.

Φυσικά λόγω του χαμηλού φορτίου η πίεση υπερπλήρωσης είναι πολύ μικρή και στα δύο συστήματα με αποτέλεσμα ο λόγος  $\lambda_\alpha$  να μεταβάλλεται ελάχιστα μεταξύ των δύο αυτών περιπτώσεων. Οι μέγιστες πιέσεις εντός του κυλίνδρου είναι ιδιαίτερα μικρές αφού δε ξεπερνούν τα 70 bar. Αυτό συμβαίνει διότι το μέγεθος των μέγιστων πιέσεων εξαρτάται άμεσα από τους λόγους συμπίεσης που επιτυγχάνει ο συμπιεστής, όπως φαίνεται άλλωστε και στο παραπάνω σχήμα, όπου τα διαγράμματα των πιέσεων και της πίεσης υπερπλήρωσης έχουν την ίδια μορφή.

Οι διαφοροποιήσεις αναφορικά με τις εκπομπές  $NO_x$  και αιθάλης είναι αμελητέες εξαιτίας των παραπλήσιων τιμών του λόγου  $\lambda_\alpha$  και στις δύο περιπτώσεις και της ανάπτυξης χαμηλών σχετικά θερμοκρασιών εντός των κυλίνδρων σε αυτό το φορτίο.

7.3.2 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2500 rpm



Σχήμα 7.2: Περίπτωση 2η: Μεταβολή από 1500 σε 2500 rpm και αρχικό Φορτίο 25%

Στο Σχήμα 7.2 φαίνονται τα αποτελέσματα της επιτάχυνσης των δύο μοντέλων από τις 1500 στις 2500 rpm με αρχικό φορτίο 25%. Εφόσον το αρχικό σημείο εκκίνησης είναι το ίδιο με την προηγούμενη περίπτωση (ίδια ταχύτητα περιστροφής και φορτίο) το ενδιαφέρον μας εντοπίζεται στο διπλάσιο εύρος της επιχειρούμενης επιτάχυνσης.

Παρατηρούμε λοιπόν ότι εγχύουμε μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου για να μπορέσουμε να φτάσουμε στο υψηλότερο αυτή τη φορά σημείο λειτουργίας. Η διάρκεια της επιτάχυνσης είναι 6 s στην περίπτωση της απλής στροβίλο - υπερπλήρωσης, ενώ είναι περίπου 6,2 s στην περίπτωση της σύνθετης. Επιπλέον σε αυτό το σενάριο η μέγιστη ποσότητα καυσίμου που εγχύθηκε εντός των κυλίνδρων ήταν 68 mg/κύκλο, που είναι πολύ κοντά στο μέγιστο των 71 mg/κύκλο όπως είχαμε δει στον Πίνακα 6.1. Στην ουσία μιλάμε για μια πιο απότομη μεταβολή σε σχέση με το προηγούμενο σενάριο, πράγμα που φυσικά επηρεάζει τα εξαχθέντα αποτελέσματα.

Παρατηρούμε λοιπόν ότι η βασική δομή των διαγραμμάτων του Σχήματος 7.2 είναι ίδια με αυτή του Σχήματος 7.1, αλλά όλα τα μεγέθη παρουσιάζονται μεγαλύτερα σε σχέση με το προηγούμενο σενάριο. Αυτό συμβαίνει καθώς στην ουσία αναφερόμαστε στην ίδια μεταβολή αλλά χρησιμοποιώντας μεγαλύτερη ένταση έγχυσης καυσίμου αυτή τη φορά, έτσι ώστε να επιτευχθεί διπλάσιο εύρος επιτάχυνσης σε παραπλήσιο χρόνο με πριν.

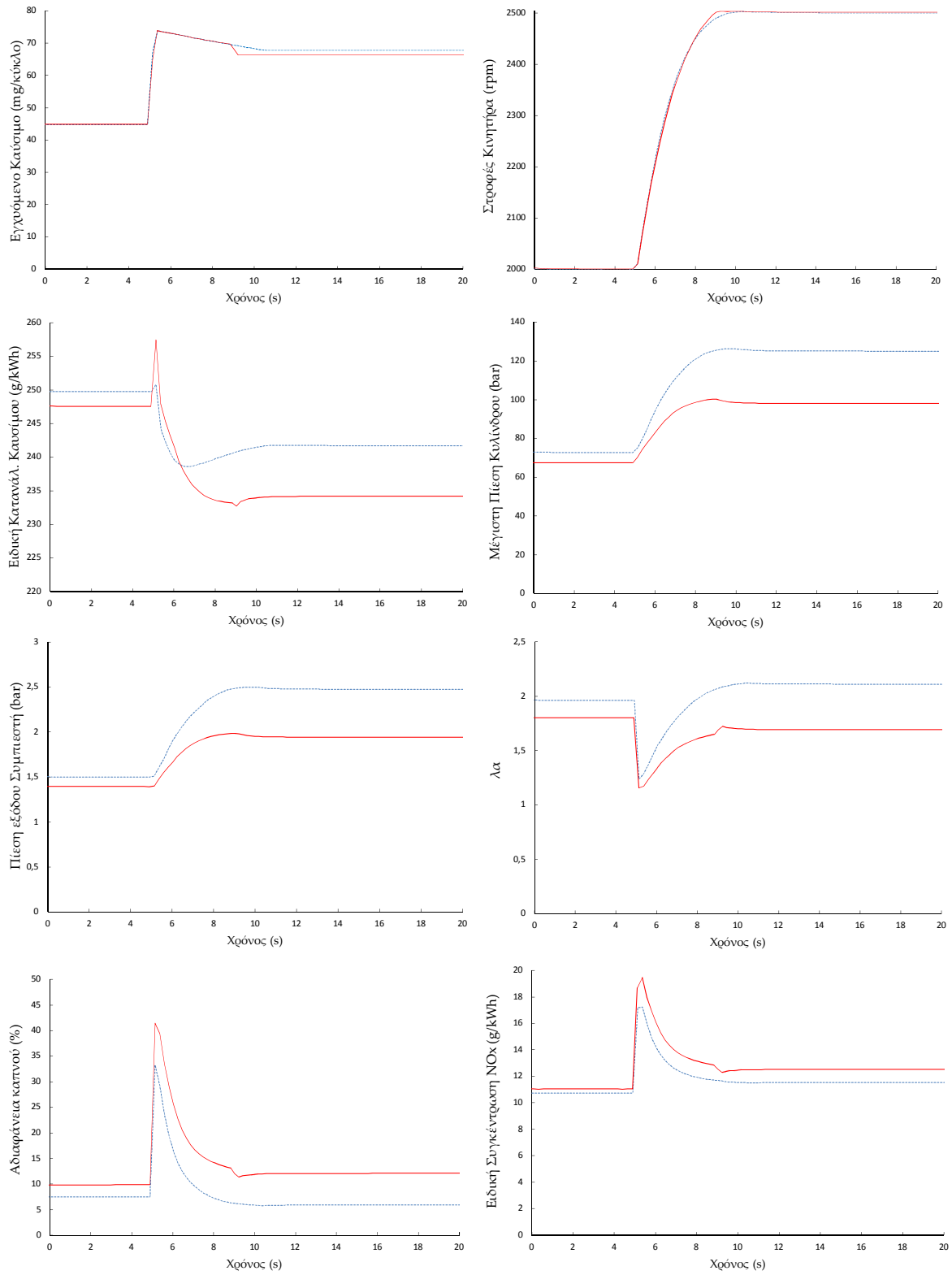
Έτσι οι μέγιστες πιέσεις εντός των κυλίνδρων ξεπερνάνε αυτή τη φορά τα 100 και τα 80 bar για την απλή και τη σύνθετη στροβίλο-υπερπλήρωση αντίστοιχα, τη στιγμή που ο συμπιεστής και στις δύο περιπτώσεις έχει αρχίσει να λειτουργεί με πολύ υψηλότερους λόγους συμπίεσης σε σχέση με πριν.

Λόγω της έντονης έγχυσης καυσίμου ο λόγος  $\lambda_\alpha$  πέφτει κάτω από τη στοιχειομετρική τιμή για ένα μικρό διάστημα περίπου 0,5 s, με αποτέλεσμα το επίπεδο της αδιαφάνειας του καπνού να είναι πολύ υψηλό για ένα χρονικό διάστημα περίπου 3 s και να ξεπερνά στιγμιαία το 80% τόσο για την απλή όσο και για τη σύνθετη περίπτωση. Φυσικά στην απότομη πτώση του λόγου  $\lambda_\alpha$  παίζει ρόλο η υστέρηση του υπερπληρωτή, η οποία είναι ιδιαίτερος έντονη όταν ο κινητήρας ξεκινά από χαμηλή αρχική ταχύτητα, όπως γίνεται στο συγκεκριμένο σενάριο.

Για τη μείωση της εκπομπής αιθάλης θα έπρεπε να επιλέξουμε ένα διαφορετικό τρόπο έγχυσης, με μεγαλύτερη χρονική διάρκεια και μικρότερη μέγιστη τιμή εγχυόμενου καυσίμου ώστε να μη πέσει σε καμία χρονική στιγμή ο λόγος  $\lambda_\alpha$  κάτω από τη μονάδα. Αυτό όμως θα επιδρούσε αρνητικά στην επιτάχυνση του οχήματος.

Όσον αφορά τις εκπομπές  $NO_x$  παρατηρούμε ότι δεν υπάρχει ουσιαστική διαφορά ανάμεσα στα δύο μοντέλα, ενώ είναι αυξημένες σε σχέση με αυτές της παραγράφου 7.3.1, όπως άλλωστε και τα υπόλοιπα μεγέθη.

7.3.3 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2500 rpm



Σχήμα 7.3: Περίπτωση 3η: Μεταβολή από 2000 σε 2500 rpm και αρχικό Φορτίο 50%

Στο Σχήμα 7.3 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της επιτάχυνσης των δύο μοντέλων από τις 2000 στις 2500 rpm με αρχικό φορτίο 50%. Το ενδιαφέρον αυτής της περίπτωσης έγκειται στο μεγάλο αρχικό φορτίο, τη στιγμή που η στροφαλοφόρος του κινητήρα περιστρέφεται σε μεσαίες ταχύτητες περιστροφής και επομένως τα αποτελέσματα της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης περιμένουμε να είναι πλέον εμφανή.

Όπως βλέπουμε είναι η πρώτη περίπτωση όπου η μετάβαση από το αρχικό στο τελικό σημείο εκτελείται πιο γρήγορα στο turbo-compound σύστημα. Η διάρκεια της επιταχύνσεως είναι κατά 0,8 s μικρότερη στην περίπτωση του σύνθετου συστήματος σε σχέση με το απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης (διάρκεια 4 s σε αντιπαράβολή των 4,8 s).

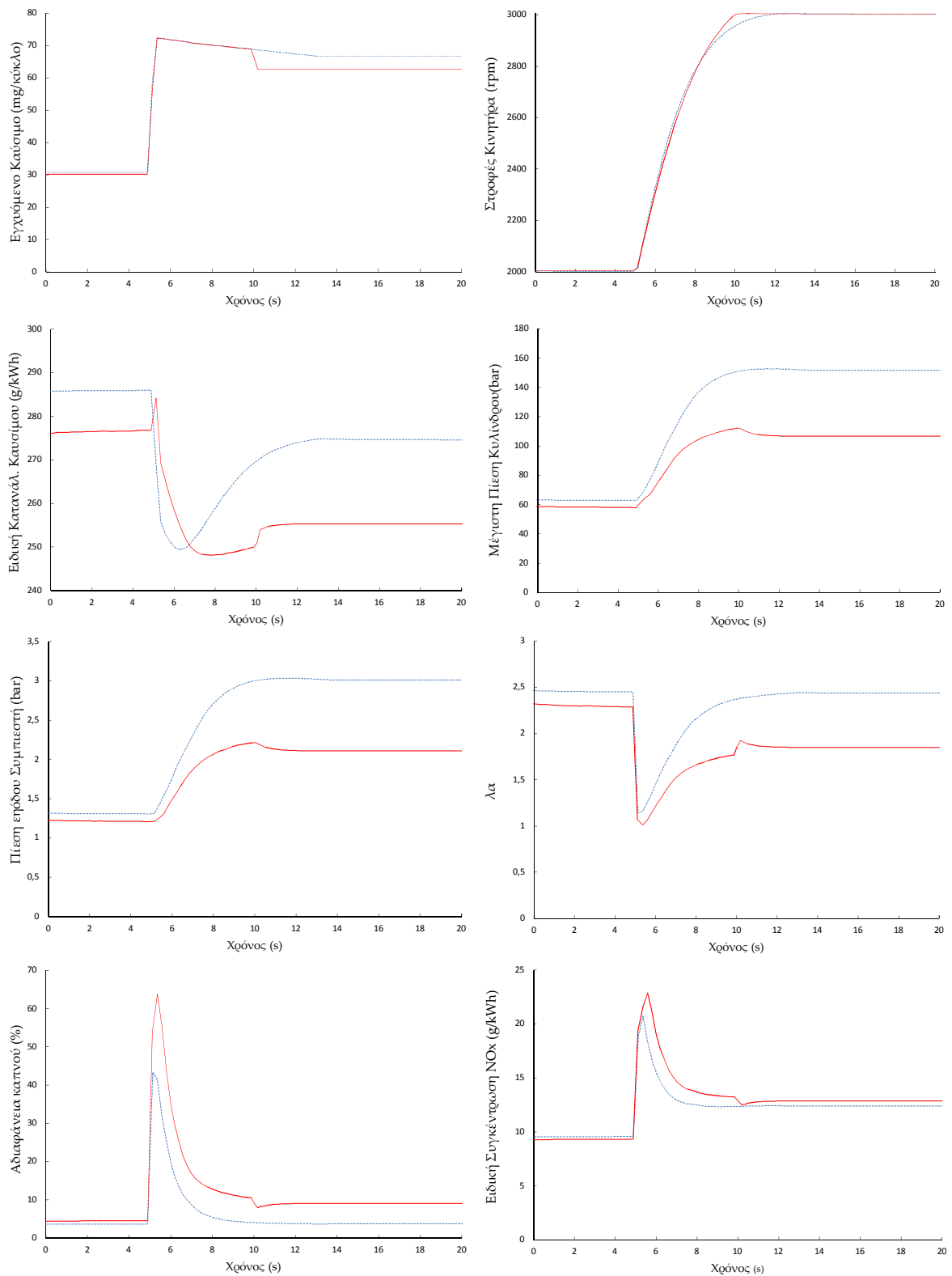
Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι όπως συμβαίνει πάντοτε καλύτερη στο σύνθετο σύστημα, εκτός μιας περιόδου περίπου 2 s κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης, κάτι που οφείλεται στον μειωμένο λόγο  $\lambda_a$  που εμφανίζεται στον turbo-compound κινητήρα λόγω της μικρότερης διαθέσιμης από τον συμπιεστή πίεσης υπερπλήρωσης.

Οι μέγιστες πιέσεις εντός των κυλίνδρων είναι αρκετά χαμηλές εάν αναλογιστούμε το αρχικό φορτίο το οποίο επιβάλλεται στους κινητήρες, φτάνοντας τελικά τα 126 bar στον απλά στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα και τα 100 bar στο σύνθετο σύστημα.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι παρά το υψηλό αρχικό φορτίο οι εκπομπές αιθάλης είναι και για τα δύο μοντέλα πολύ μικρότερες των αντίστοιχων της παραγράφου 7.3.2 κατά τη διάρκεια της μέγιστης έγχυσης καυσίμου. Αυτό οφείλεται στο ότι πλέον στις 2000 rpm το ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης δουλεύει πολύ αποτελεσματικότερα και παρέχει αρκετό αέρα στους κυλίνδρους, ενώ αυτή τη φορά εγχύεται ποσότητα καυσίμου μέχρι 74mg/κύκλο λειτουργίας που είναι αρκετά χαμηλότερο του μέγιστου των 80 mg/κύκλο.

Ακόμη παρατηρούμε ότι πρόκειται για το πρώτο σενάριο στο οποίο υπάρχει σημαντική διαφορά στα επίπεδα εκπομπών αιθάλης μεταξύ των δύο μοντέλων, ιδίως στο στάδιο που γίνεται η έγχυση του μεγαλύτερου ποσού του καυσίμου. Αυτό το γεγονός οφείλεται στα διαφορετικά επίπεδα υπερπλήρωσης που επιτυγχάνονται σε κάθε σύστημα. Αντίστοιχα συμπεράσματα ισχύουν και για τις εκπομπές  $NO_x$  οι οποίες παρουσιάζονται λίγο αυξημένες εξαιτίας των υψηλότερων θερμοκρασιών εντός των κυλίνδρων, απόρροια της μικρότερης ποσότητας αέρα που εισέρχεται σε αυτούς στο σύνθετο σύστημα.

7.3.4 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 3000 rpm



Σχήμα 7.4: Περίπτωση 4η: Μεταβολή από 2000 σε 3000 rpm και αρχικό Φορτίο 30%



Στην παρούσα παράγραφο γίνεται περιγραφή της μεταβατικής λειτουργίας των δύο μοντέλων από τις 2000 στις 3000 rpm με αρχικό φορτίο 30%. Παρά το μικρότερο αρχικό φορτίο σε σχέση με την προηγούμενη παράγραφο το εύρος της επιτάχυνσης είναι διπλάσιο και περιλαμβάνει τις ταχύτητες περιστροφής της στροφαλοφόρου άνω των 2500 rpm που είναι και οι πιο αποδοτικές του σύνθετου συστήματος.

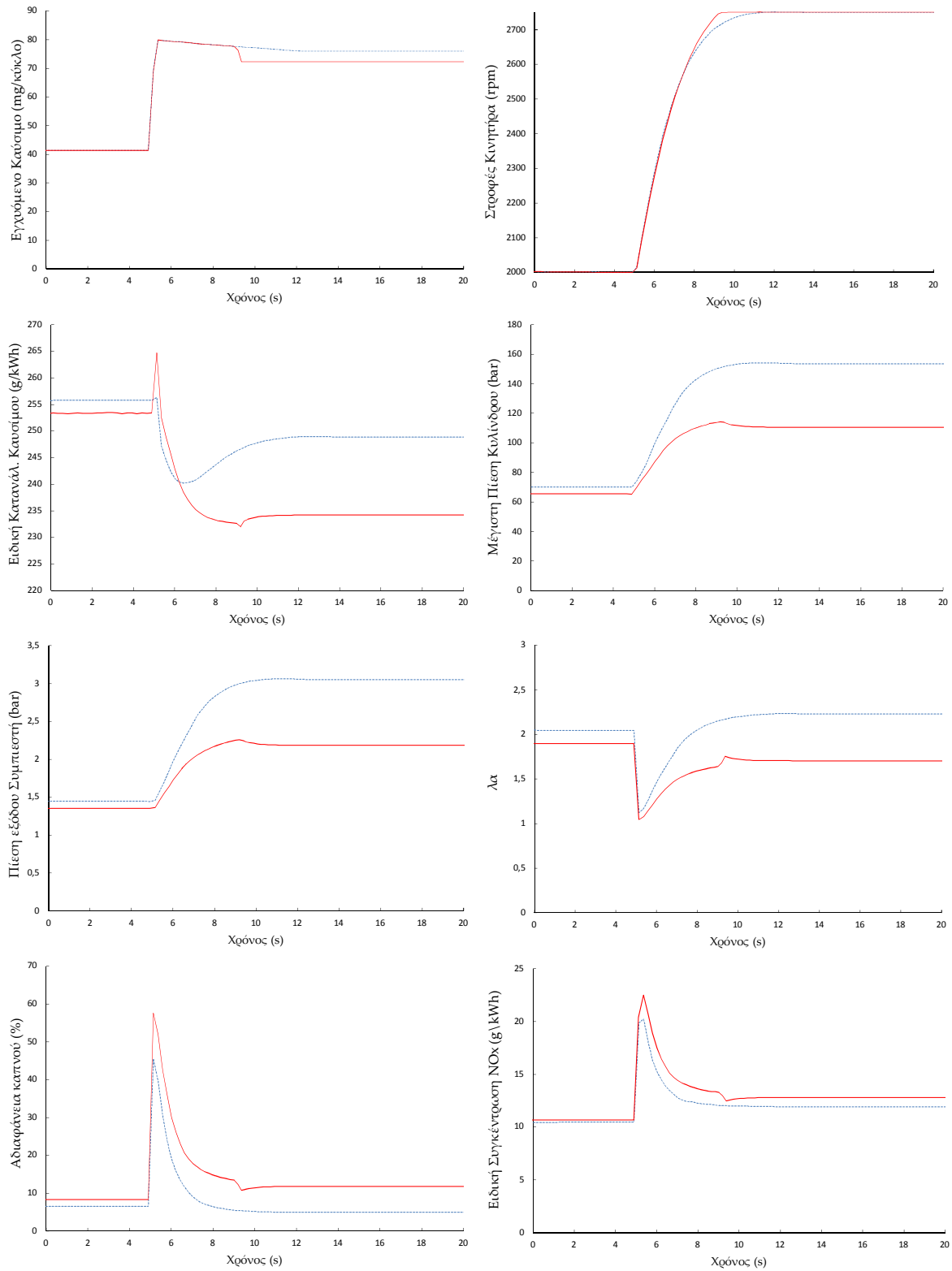
Η επιτάχυνση διαρκεί πλέον 5 s σχέση με τα 6,7 s που διαρκεί για ένα απλά στροβιλο-υπερπληρωμένο σύστημα, παρουσιάζοντας βελτίωση της τάξεως του 25%.

Εκτός αυτών παρατηρούμε ότι για πρώτη φορά το απλό σύστημα ισορροπεί στις 3000 rpm χρησιμοποιώντας πολύ περισσότερο καύσιμο σε σχέση με το σύνθετο αντίστοιχο του, πράγμα που υποδηλώνει τη μειωμένη παραγωγή ροπής στον κινητήρα του απλού συστήματος. Έτσι ο απλός κινητήρας για να ισορροπήσει στις 3000 rpm "πιέζεται" περισσότερο σε σχέση με το σύνθετο, το οποίο φαίνεται στο γεγονός ότι το τελικό φορτίο του απλά στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα ισούται με 76,5 % τη στιγμή που του σύνθετου δε ξεπερνά το 70 %.

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι όπως πάντα χειρότερη σχεδόν σε όλη τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας και φυσικά κατά τις περιόδους όπου έχουν επικρατήσει σταθερές συνθήκες λειτουργίας στο απλό σύστημα με τη διαφορά στις σταθερές συνθήκες να μεγαλώνει σε σχέση με τα προηγούμενα σεβάρια.

Αναφορικά με τα επίπεδα εκπομπών αιθάλης και  $NO_x$  παρατηρούμε ότι είναι πολύ χαμηλά στα διαστήματα όπου ο κινητήρας ισορροπεί, κάτω από 10 % και 13 g/kWh αντίστοιχα, λόγω της ικανοποιητικότητας πλήρωσης που επιτυγχάνεται και στις δύο περιπτώσεις. Κατά τη διάρκεια της μετάβασης τη στιγμή της εντονότερης έγχυσης καυσίμου ιδίως στο σύνθετο σύστημα εντοπίζεται μια πολύ μεγάλη αύξηση των εκπομπών αιθάλης και δευτερευόντως των  $NO_x$  εξαιτίας του χαμηλού λόγου  $\lambda_a$ .

7.3.5 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2750 rpm



Σχήμα 7.5: Περίπτωση 5η: Μεταβολή από 2000 σε 2750 rpm και αρχικό Φορτίο 45%

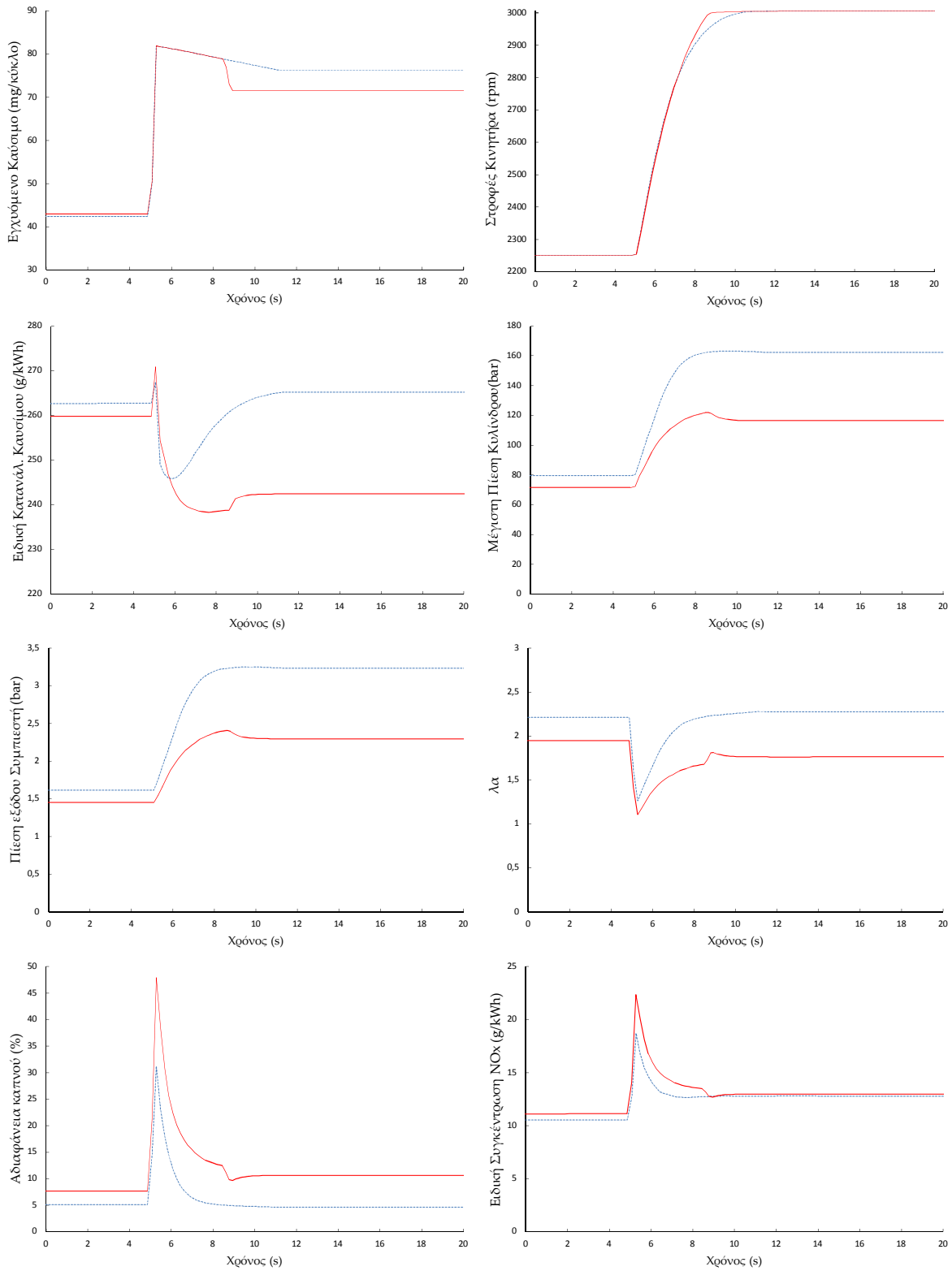
Η μεταβολή που εξετάζουμε στη συγκεκριμένη παράγραφο έχει το χαρακτηριστικό ότι αναφερόμαστε σε υψηλότερο αρχικό φορτίο σε σχέση με πριν, αλλά πλέον έχουμε μειώσει το εύρος της επιτάχυνσης κατά 1/4. Αυτή η αλλαγή ήταν αναγκαίο να γίνει γιατί με το αρχικό φορτίο που επιλέξαμε το σύστημα της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης δεν ήταν σε θέση να ισορροπήσει στις 3000 rpm καθώς θα έπρεπε να υπερνικήσει φορτίο υψηλότερο από τη ροπή που δύναται να παραχθεί στις 3000 rpm. Αυτό το στοιχείο υποδεικνύει το κύριο πλεονέκτημα της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης που είναι η διάθεση στη στροφαλοφόρο υψηλής ροπής κυρίως για υψηλές ταχύτητες περιστροφής της στροφαλοφόρου.

Στα καθαυτά αποτελέσματα παρατηρούμε μια βελτίωση του χρόνου επιτάχυνσης της τάξεως του 27% (4,6 s έναντι 6,4 s). Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι καλύτερη σε όλο το εύρος της μεταβολής εκτός ενός πολύ μικρού χρονικού διαστήματος.

Οι μέγιστες πιέσεις εντός του κυλίνδρου στην περίπτωση της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης προσεγγίζουν τα 155 bar τη στιγμή που στον turbo-compound κινητήρα δε ξεπερνούν τα 115 bar, ενώ και το τελικό φορτίο στο οποίο ισορροπεί ο κινητήρας είναι ίσο με 91,5 % έναντι 85 % για τα δύο μοντέλα κινητήρων που εξετάζουμε.

Αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων παρατηρείται ότι τα διαγράμματα έχουν την ίδια μορφή με της παραγράφου 7.3.4 και ισχύουν τα ίδια συμπεράσματα.

7.3.6 Επιτάχυνση από τις 2250 στις 3000 rpm



Σχήμα 7.6: Περίπτωση 6η: Μεταβολή από 2250 σε 3000 rpm και αρχικό Φορτίο 45%

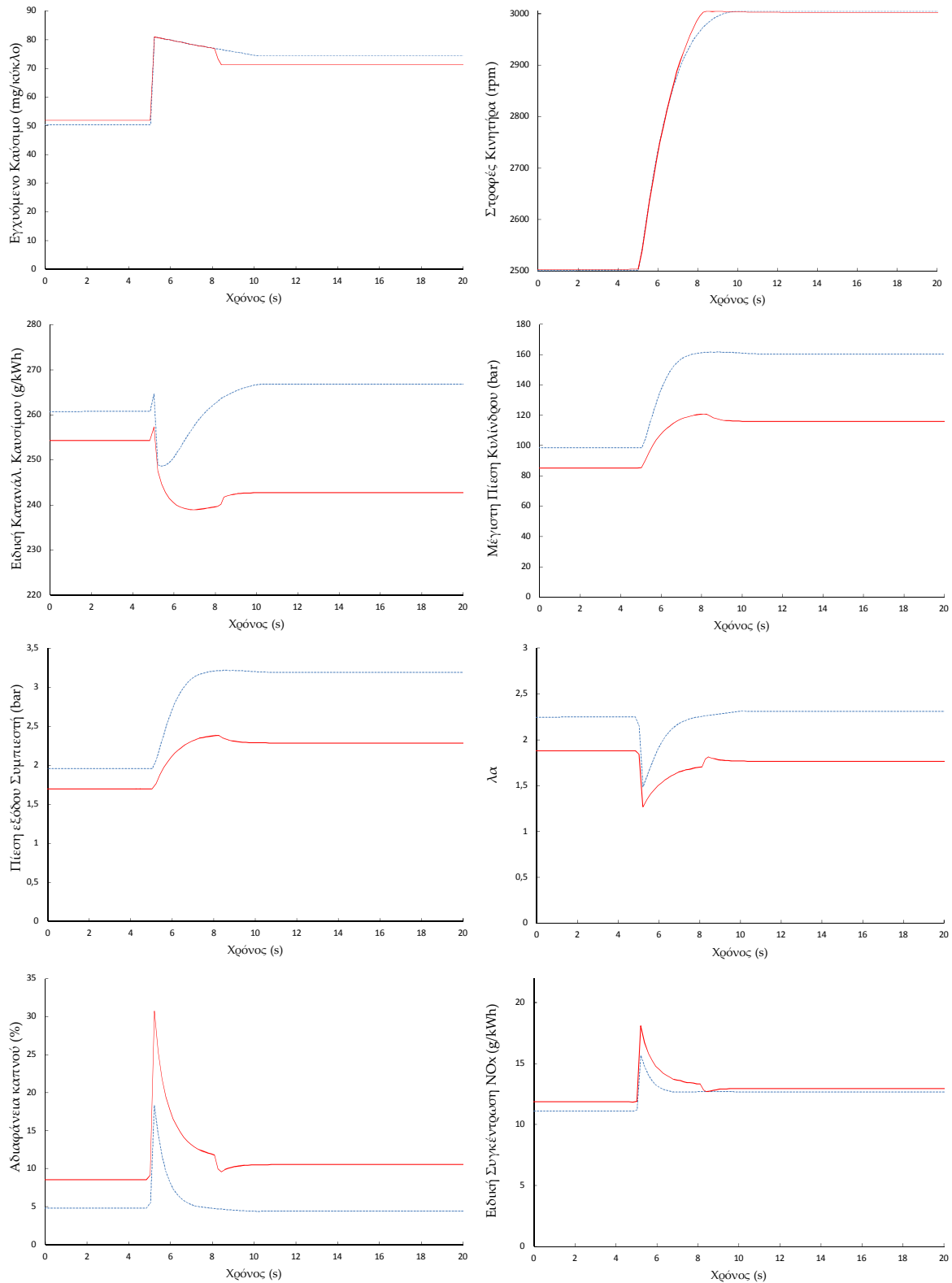
Στην παράγραφο αυτή εξετάζουμε τη μετάβαση από τις 2250 rpm στις 3000 rpm με αρχικό φορτίο 45%. Μιλάμε λοιπόν για μεγάλο αρχικό φορτίο το οποίο πρέπει να υπερνικήσει ο κινητήρας και εκκίνηση από υψηλό σημείο στροφών.

Όπως είναι πλέον αναμενόμενο η βελτίωση στη χρονική διάρκεια της ολοκλήρωσης της μετάβασης είναι σημαντική με την ολοκλήρωση της επιτάχυνσης να γίνεται σε περίπου 3,9 s έναντι των 5,3 s που χρειαζόταν προηγουμένως. Κατά την εκτέλεση της μεταβατικής λειτουργίας εγχύθηκε μέγιστη ποσότητα καυσίμου ίση με 81 mg/κύκλο λειτουργίας, που είναι η μέγιστη επιτρεπτή ποσότητα για αυτή την ταχύτητα με βάση τον νόμο έγχυσης που επιλέξαμε κατά τη μελέτη των σταθερών συνθηκών λειτουργίας στο Κεφάλαιο 6.

Ο μόνος τομέας στον οποίο δεν υπερέχει η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση της απλής είναι η παραγωγή αιθάλης, το οποίο φυσικά το περιμένουμε λόγω της μικρότερης αναλογίας αέρα-καυσίμου που επιτυγχάνεται σε αυτό το σύστημα. Ιδίως στον απλά στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα η επίδραση του turbocharger lag δεν είναι τόσο σημαντική όσο στις προηγούμενες περιπτώσεις, αφού ήδη από τις 2250 rpm το ζεύγος του στροβιλοσυμπιεστή λειτουργεί ικανοποιητικά.

Αναφορικά με την εκπομπή  $NO_x$  βλέπουμε ότι καθώς το σύστημα ισορροπεί δεν εντοπίζεται καμία διαφορά. Αυτό οφείλεται στο ότι η έλλειψη αέρα στην περίπτωση του σύνθετου συστήματος αντισταθμίζεται από το υψηλότερο φορτίο στο οποίο καλείται να ισορροπήσει το απλό σύστημα.

7.3.7 Επιτάχυνση από τις 2500 στις 3000 rpm



Σχήμα 7.7: Περίπτωση 7η: Μεταβολή από 2500 σε 3000 rpm και αρχικό Φορτίο 55%

Το σενάριο αυτό είναι το τελευταίο που εξετάζουμε στη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα και αφορά μια μεταβολή 500 rpm από τις 2500 στις 3000 rpm με πολύ υψηλό αρχικό φορτίο το οποίο πρέπει να υπερνικήσει ο κινητήρας και συνεπώς το κινούμενο όχημα.

Η βελτίωση της επιτάχυνσης και σε αυτή τη περίπτωση είναι αισθητή καθώς είναι της τάξεως του 26%, ολοκληρώνοντας τη μετάβαση σε 3,2 s αντί των 4,3 s που είναι απαραίτητα στον απλά στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα.

Κατά τα άλλα η μορφή των διαγραμμάτων είναι η αναμενόμενη από όσα έχουμε ήδη πει για τα προηγούμενα σενάρια που εξετάσαμε. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι καλύτερη καθ' όλη τη διάρκεια της μετάβασης, ακόμη και στο κομμάτι της έντονης έγχυσης καυσίμου και παρά τον μειωμένο λόγο  $\lambda_\alpha$  που σημαίνει δυσχέρεια στην εκτέλεση των διεργασιών της καύσης. Αυτό συμβαίνει λόγω της αυξημένης πρόσδοσης ισχύος κατ' ευθείαν στη στροφαλοφόρο άτρακτο από τον στρόβιλο ισχύος.

Επιπλέον βλέπουμε ότι στην περίπτωση του απλά στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα αναπτύσσονται εντός των κυλίνδρων πιέσεις άνω των 160 bar πράγμα που καθιστά απαγορευτική την περαιτέρω συμπίεση του μείγματος ή την έγχυση και άλλου καυσίμου. Αντίθετα, στην περίπτωση του σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα η μέγιστη πίεση φτάνει τα 120 bar.

Τελειώνοντας, παρατηρούμε για άλλη μια φορά ότι το μοναδικό πρόβλημα του σύνθετου συστήματος αφορά τις εκπομπές αιθάλης, οι οποίες είναι σε ολόκληρη τη διάρκεια της λειτουργίας υψηλότερες, ενώ όπως και πριν οι εκπομπές  $NO_x$  είναι στα ίδια επίπεδα με την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση εξαιτίας του υψηλότερου φορτίου το οποίο επιβάλλεται στον κινητήρα ώστε να ισορροπήσει στις 3000 rpm, κάτι το οποίο φαίνεται από το υψηλότερο ποσό καυσίμου που χρειάζεται αυτός ο κινητήρας για να ισορροπήσει στις 3000 rpm (74,4 mg/κύκλο έναντι 71,2 mg/κύκλο).

## Κεφάλαιο 8

# Συμπεράσματα - Προτάσεις για μελλοντικές εργασίες

### 8.1 Συμπεράσματα

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο γίνεται μια συγκεντρωτική παρουσίαση των συμπερασμάτων τα οποία εξήχθησαν αναφορικά με τις επιδόσεις των κινητήρων που μελετήθηκαν στη συγκεκριμένη εργασία.

#### 8.1.1 Μόνιμη λειτουργία

Η σύγκριση της σύνθετης με την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας μας οδήγησε στα παρακάτω συμπεράσματα:

- Για ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα άνω των 2000 rpm εμφανίζεται αύξηση στην παραγόμενη ισχύ και ροπή του κινητήρα που ξεκινά από το 1% και φτάνει το 12% στις 3000 rpm. Κάτω από τις 2000 rpm τα αποτελέσματα της σύγκρισης είναι απολύτως οριακά και η αύξηση στην παραγόμενη ισχύ δε ξεπερνά το 1%. Τα αποτελέσματα αυτά αφορούν το πλήρες φορτίο. Σε μερικά φορτία και με χαμηλές ταχύτητες περιστροφής όπως απέδειξαν τα αποτελέσματα της μεταβατικής λειτουργίας δεν υπάρχουν οφέλη από την εφαρμογή αυτής της λύσης.
- Παρατηρείται αύξηση στον βαθμό απόδοσης του σύνθετου συστήματος ανάλογη της αύξησης της παραγόμενης ισχύος και ροπής του κινητήρα, εξαιτίας της επιτυγχανόμενης ανάκτησης ενέργειας.
- Οι μέγιστες πιέσεις που αναπτύσσονται εντός του κινητήρα μειώνονται έως και 25% στις 3000 rpm χωρίς να ξεπερνάνε τα 126 bar.
- Λόγω της εισαγωγής του στροβίλου ισχύος, το ζεύγος του στροβιλοσυμπιεστή λειτουργεί με μικρότερους λόγους πίεσης με αποτέλεσμα την επίτευξη μικρότερων λόγων ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ). Αυτό έχει σαν αρνητική συνέπεια την αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης και σε μικρότερο βαθμό των  $NO_x$ .

Αναφορικά με τη σύγκριση του κινητήρα φυσικής αναπνοής με το σύνθετο ανάλογο του που αποτέλεσε το δεύτερο τμήμα της ανάλυσης σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας, έχουμε ότι ο σύνθετος υπερτερεί ή τουλάχιστον είναι ισοδύναμος σε όλους τους τομείς του κινητήρα φυσικής αναπνοής. Οι επιδόσεις του



όμως είναι πολύ χαμηλότερες σε σχέση με τον απλά και τον σύνθετα στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα.

### 8.1.2 Μεταβατική λειτουργία

Στη μεταβατική λειτουργία έγινε σύγκριση του μοντέλου της απλής με αυτό της σύνθετης στροβιλο-υπερπλήρωσης. Τα κύρια συμπεράσματα της ανάλυσης που πραγματοποιήσαμε αναφορικά με τις επιδόσεις της σύνθετης εν συγκρίσει με της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης είναι τα εξής.

- Η μεταβατική λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλές στροφές και για χαμηλό αρχικό φορτίο επιδεινώθηκε.
- Όσο πιο υψηλό είναι το σημείο εκκίνησης του μοντέλου, δηλαδή το φορτίο και η ταχύτητα περιστροφής, τόσο βελτιώνεται η μεταβατική λειτουργία του συστήματος.
- Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα, ή αντίστοιχα η ειδική κατανάλωση καυσίμου ήταν σαφώς βελτιωμένοι, όπως άλλωστε είδαμε στις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας και μόνο σε ορισμένες περιπτώσεις και για πολύ μικρή χρονική διάρκεια χειροτέρευε.
- Για ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα άνω των 2000 rpm υπήρχε διαθέσιμη πλεονάζουσα ροπή, γεγονός δηλωτικό της δυνατότητας επιτάχυνσης του κινητήρα ακόμη και με πολύ υψηλό εξωτερικό φορτίο.
- Οι μέγιστες αναπτυσσόμενες πιέσεις εντός του κυλίνδρου μειώθηκαν στο σύνθετο σύστημα.
- Οι εκπομπές αιθάλης ήταν υψηλότερες, πράγμα που οφείλεται στα μικρότερα επίπεδα υπερπλήρωσης που προσέφερε ο στροβιλοσυμπιεστής στην περίπτωση του σύνθετου συστήματος.
- Οι εκπομπές  $NO_x$  αυξήθηκαν στο σύνθετο σύστημα, αλλά όχι ιδιαίτερα. Σε περιπτώσεις όπου το αρχικό σημείο εκκίνησης ήταν υψηλό όταν αποκαθίστατο ισορροπία οι εκπομπές των δύο συστημάτων ήταν παραπλήσιες.

Ακολουθεί ο Πίνακας 8.1 που περιλαμβάνει συγκεντρωμένα τα αποτελέσματα που αφορούν τους χρόνους ολοκλήρωσης της μεταβατικής λειτουργίας για κάθε σενάριο που εξετάσαμε στο Κεφάλαιο 7.

Αρχική Ταχύτητα (rpm)	Τελική Ταχύτητα (rpm)	Αρχικό φορτίο (%)	Βελτίωση χρόνου μετάβασης (%)
1500	2000	25	-10,38
1500	2500	25	-2,48
2000	2500	50	15,62
2000	3000	30	25,46
2000	2750	45	27,40
2250	3000	45	26,70
2500	3000	55	25,78

Πίνακας 8.1: Χρόνοι ολοκλήρωσης μεταβατικής λειτουργίας

## 8.2 Προτάσεις για μελλοντικές εργασίες

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εξετάστηκαν οι επιδόσεις κάποιων συστημάτων σύνθετης υπερπλήρωσης ενός κινητήρα Diesel. Παρόλα αυτά υπάρχουν στοιχεία τα οποία μπορούν να μελετηθούν διεξοδικότερα και άλλα τα οποία μπορούν να ενταχθούν στα υπάρχοντα μοντέλα που αναπτύχθηκαν. Έτσι σαν εξέλιξη αυτής της εργασίας θα μπορούσαν να γίνουν τα παρακάτω:

- Μελέτη της μεταβατικής συμπεριφοράς του σύνθετου κινητήρα φυσικής αναπνοής.
- Μελέτη των υπολειπομένων εκδοχών σύνθετης υπερπλήρωσης του Σχήματος 3.7 σε μόνιμη και μεταβατική λειτουργία.
- Αντικατάσταση του μηχανικού κιβωτίου ταχυτήτων, που συνδέει τη στροφαλοφόρο με την άτρακτο του στρόβιλου ισχύος, με σύστημα CVT (Continuously Variable Transmission), έτσι ώστε να επιτυγχάνεται κάθε φορά ο βέλτιστος λόγος μετάδοσης κίνησης, ώστε ο στρόβιλος ισχύος να λειτουργεί πάντα με τον μέγιστο δυνατό βαθμό απόδοσης.
- Ανάπτυξη ενός συστήματος ελέγχου το οποίο σε συνδυασμό με μια βαλβίδα παράκαμψης, θα θέτει εκτός λειτουργίας τον στρόβιλο ισχύος στα χαμηλά φορτία όπου δεν έχει να προσφέρει τίποτα.
- Εισαγωγή στρόβιλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) στη θέση του στρόβιλου ισχύος για αποτελεσματικότερη εκμετάλλευση των απορριπτόμενων καυσαερίων.

# Βιβλιογραφία

- [1] Ιστοσελίδα, <http://auto.howstuffworks.com/>.
- [2] Ιστοσελίδα, [www.aviationhistory.com/engines/r3350.htm](http://www.aviationhistory.com/engines/r3350.htm).
- [3] Κ.Δ.Ρακόπουλος, Δ.Θ.Χουντάλας. *Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.* Φούντας, 1998.
- [4] Κ.Δ.Ρακόπουλος, Ε.Γ.Γιακουμής. *Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.* Φούντας, 2011.
- [5] Ε.Κακαράς, Σ.Καρέλλας. *Αντιρρυπαντική Τεχνολογία Θερμικών Σταθμών.* Τσότρας, 2013.
- [6] Ε.Γ.Γιακουμής. Παρουσιάσεις Μαθήματος "Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Ι", ΕΜΠ, 2005-2015.
- [7] Ε.Γ.Γιακουμής. Παρουσιάσεις Μαθήματος "Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση ΜΕΚ", ΕΜΠ, 2005-2015.
- [8] Κ.Δ.Ρακόπουλος. *Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.* Φούντας, 2000.
- [9] Μ.Φούντη. *Θεωρία Καύσης και Συστήματα Καύσης.* Εκδόσεις ΕΜΠ, 2005.
- [10] Ε.Γ.Μπλαστρόπουλος. Μελέτη Σύνθετης Μηχανικής Στροβιλοϋπερπλήρωσης σε Κινητήρες diesel με Περιορισμένες Απώλειες Θερμότητας. Διπλωματική Εργασία, ΕΜΠ, 2010. (Επιβλέπων: Δ.Θ.Χουντάλας).
- [11] Α.Μ.Δημάρατος. *Διερεύνηση των Εκπομπών Ρύπων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Κινητήρων Diesel.* Διδακτορική Διατριβή, ΕΜΠ, 2011. (Επιβλέπων: Κ.Δ.Ρακόπουλος).
- [12] Γ.Π.Καλορίτης. Προσομοίωση Διβάθμιας Στροβιλο - Υπερπλήρωσης σε μόνιμη και Μεταβατική Λειτουργία με τη χρήση του Υπολογιστικού Πακέτου GT-Power. Διπλωματική Εργασία, ΕΜΠ, 2014. (Επιβλέπων: Ε.Γ.Γιακουμής).
- [13] Β.Τζιόλας. Προσομοίωση Στροβιλο - Υπερπληρωμένου Κινητήρα diesel με Στρόβιλο Μεταβλητής Γεωμετρίας σε Μόνιμη και Μεταβατική Κατάσταση. Διπλωματική Εργασία, ΕΜΠ, 2014. (Επιβλέπων: Ε.Γ.Γιακουμής).
- [14] D.E.Winterbone, R.S.Benson, A.G.Mortimer, P.Kenyon, and A.Stotter. Transient Response of Turbocharged Diesel Engines. *SAE International*, 1977. SAE Technical Paper 770122.

- [15] D.T.Hountalas and G.C.Mavropoulos. *Potential for Improving HD Diesel Truck Engine Fuel Consumption Using Exhaust Heat Recovery Techniques*, chapter 17. InTech, 2010.
- [16] Gamma Technologies. *GT-Suite Engine Performance Tutorials*, version 7.4 edition, 2014.
- [17] Antony Grezler. *Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II*, February 20, 2008. Volvo Powertrain Corporation.
- [18] Hermann Hiereth and Peter Prenninger. *Charging the Internal Combustion Engine*. SpringerWienNewYork, 2007. Translated from the german by Klaus W.Drexl.
- [19] Aaron Edward Teo Sheng Jye, Apostolos Pesiridis, and Srithar Rajoo. *Effects of Mechanical Turbo Compounding on a Turbocharged Diesel Engine*. *SAE International*, March 2013.